

ZUR REGELUNG EINES
ELEKTROHYDRAULISCHEN SERVOSYSTEMS
MIT ZUSTANDSREGLERN

von
Wolfgang Moritz

Erlangen 1979

1979 # 383

**ZUR REGELUNG EINES
ELEKTROHYDRAULISCHEN SERVOSYSTEMS
MIT ZUSTANDSREGLERN**

**Dem Fachbereich Ingenieurwissenschaften
der Universität Erlangen-Nürnberg
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur**

**vorgelegt von
Wolfgang Moritz**

Erlangen 1979



Als Dissertation genehmigt vom

Fachbereich Ingenieurwissenschaften

der Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der Einreichung: 17. Juli 1979

Tag der Promotion: 29. August 1979

Dekan: Prof. Dr.-Ing. D. Seitzer

Berichterstatte: Prof. Dr. phil. nat. H. Schlitt

Prof. Dr.-Ing. G. Pfaff

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Assistent am Institut für Regelungstechnik der Universität Erlangen-Nürnberg.

Mein Dank gilt an dieser Stelle Herrn Prof. Dr. H. Schlitt, dem Vorstand des Instituts, für sein Interesse an dieser Arbeit und für die mir gewährte Unterstützung.

Herrn Prof. Dr. G. Pfaff danke ich für die Übernahme des Korreferats.

Ebenfalls möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts bedanken, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben.

Wolfgang Moritz



Digitized by the Internet Archive
in 2026

INHALTSVERZEICHNIS

Seite

1	<u>Einleitung</u>	1
2	<u>Die elektrohydraulische Regelstrecke und ihre Elemente</u>	3
2.1	Der prinzipielle Aufbau des elektrohydraulischen Servo- antriebes	3
2.2	Servoventil	6
2.2.1	Vorsteuerstufe	7
2.2.2	Hauptsteuerstufe	9
2.3	Hydraulikverbindungen	13
2.3.1	Speichermodell	13
2.3.2	Modell mit verteilten Parametern	17
2.4	Hydromotor	21
2.5	Mechanische Last	26
3	<u>Das Verhalten der elektrohydraulischen Regelstrecke</u>	28
3.1	Strukturbild der Strecke	28
3.2	Zusammenstellung des Differentialgleichungssystems für die Regelstrecke	30
3.3	Untersuchungen an einer Modellregelstrecke	38
3.3.1	Verfahren zur meßtechnischen Systemuntersuchung mit Hilfe des Hybridrechners	39
3.3.1.1	Grundlagen	40
3.3.1.2	Struktur des Hybridrechenprogramms	41
3.3.2	Vergleich zwischen Modellregelstrecke und Simulation	44
3.4	Diskussion des Streckenverhaltens	46
3.4.1	Einfluß der Ventilnichtlinearität	46
3.4.2	Einfluß der Leitungsmodelle	50
3.4.3	Einfluß von Begrenzungen	54

	Seite
4 <u>Die Zustandsregelung</u>	61
4.1 Allgemeine Bemerkungen	61
4.2 Das Konzept der Zustandsregelung	62
4.3 Die Beobachtung von Zustandsgrößen	64
4.4 Der Zustandsreglerentwurf im Frequenzbereich	67
4.5 Zustandsregler mit Störbeobachter	70
4.6 Verfahren zur Berechnung analoger und digitaler Zustands- regler	73
5 <u>Der Einsatz der Zustandsregler im elektrohydraulischen Regelkreis</u>	80
5.1 Allgemeine Gesichtspunkte	80
5.2 Die Auswirkung der Begrenzungen auf die Regelung	81
5.3 Untersuchungen am geschlossenen Regelkreis	85
5.3.1 Regelkreise ohne Beobachter	86
5.3.2 Regelkreise mit Beobachter	92
5.3.3 Regelkreise mit Störbeobachter	96
5.3.4 Regelkreise mit Ablösestruktur	102
5.4 Bemerkungen zur Anwendung digitaler Zustandsregler	107
5.5 Bewertung der Ergebnisse.....	108
6 <u>Zusammenfassung</u>	110
7 <u>Literaturverzeichnis</u>	111

Anhang

1 EINLEITUNG

Hydraulische Servosysteme haben sich ein breites Anwendungsgebiet in vielen Bereichen der Technik erschlossen, bei denen ihre hohe Leistungsverstärkung, das gute Zeitverhalten sowie die große Steifigkeit gegenüber Belastungen bei gleichzeitig kompakter Baugröße von besonderer Bedeutung sind. Aus dieser Gruppe bieten die elektrohydraulischen Antriebssysteme den großen Vorteil, daß sie mit den Möglichkeiten der modernen Signalverarbeitung auf der elektrischen Seite äußerst flexibel an vorgegebene Problemstellungen angepaßt werden können. Gerade durch die Preiswürdigkeit der auf dem Markt angebotenen elektronischen Bauelemente lassen sich daher bei geregelten Antrieben Reglerstrukturen realisieren, die trotz ihres Umfanges nur einen geringen Teil der Gesamtkosten für den Antrieb ausmachen. Das Problem, unter den möglichen Reglerstrukturen eine sinnvolle Auswahl zu treffen, hat sich damit jedoch für den Anwender eher vergrößert als verringert.

In vielen Fällen sind für Regelungsaufgaben in der Servohydraulik über die klassischen Regelkonzepte hinaus bereits Lösungen entwickelt worden, die zu einem quasioptimalen Regelverhalten führen. Häufig sind diese Verfahren jedoch sehr speziell auf die Problemstellung zugeschnitten. Anzustreben ist für die Auslegung solcher Regelkreise ein Entwurfsverfahren, das ausgehend von vereinfachten bis hin zu detaillierten Streckenmodellen systematisch auf verschiedene Reglerstrukturen führt, deren Auswahl auf Grund relativ anschaulicher Überlegungen vorgenommen werden kann.

Die Theorie der Zustandsregelung in Verbindung mit Beobachtern bietet diese Möglichkeiten. Für die Interpretation des Regelungsvorgangs erweisen sich dabei Überlegungen im Zeitbereich als vorteilhaft, während die Berechnung der Reglerparameter auf elegante Weise im Frequenzbereich vorgenommen werden kann. Das Konzept für lineare Zustandsregler läßt allerdings zunächst nur Aussagemöglichkeiten über das Zusammenwirken mit linearen Strecken erwarten.

In ein elektrohydraulisches Servosystem bringt das Servoventil als Stellglied ein stark ausgeprägtes nichtlineares Verhalten ein, das durch die Steuerung des Ventildurchflusses mit veränderlichen hydraulischen Widerständen bedingt ist. Die Dynamik solcher Antriebe ist in vielen Arbeiten theoretisch und experimentell untersucht worden. Die Schwergewichte lagen dabei teils auf der Untersuchung des Verhaltens der Regelstrecke selbst /z.B. 5, 8, 11, 12, 16/ sowie auch auf der Bestimmung der Regelkreisdynamik unter verschiedenen Randbedingungen und Anforderungen /z.B. 6, 9, 10, 13, 14, 15/.

In dieser Arbeit soll nun gezeigt werden, in welcher Form sich lineare Zustandsregler in einem nichtlinearen elektrohydraulischen Regelkreis verwenden lassen, wie deren Auslegung vorzunehmen ist und insbesondere, welche Auswirkungen das nichtlineare Ventilverhalten auf die Regelergebnisse hat. Dazu wird nach einer kurzen Beschreibung der Einzelelemente auf diejenigen wichtigen Eigenschaften der Regelstrecke eingegangen, die für den Einsatz der Zustandsregler von Bedeutung sind. Es folgt ein Abschnitt, der die Zustandsregelung erläutert und mit einem Verfahren abschließt, das sich zur Berechnung analoger und digitaler Zustandsregler eignet. In einer Modellstudie werden dann Regelkreise mit unterschiedlicher Reglerstruktur untersucht und verglichen. Die nichtlinearen Einflüsse bestimmen dabei deutlich das Regelverhalten und führen zunächst teilweise zu schlechten Regelergebnissen. Durch Rückführung geeigneter Größen in den Zustandsregler lassen sich diese Nachteile jedoch vermeiden. Damit kann gezeigt werden, daß hier bei bestimmten nichtlinearen Regelvorgängen mit der Denkweise und den Methoden der Zustandsregelung eine anschauliche Deutung und gezielte Verbesserungen möglich sind.

2 DIE ELEKTROHYDRAULISCHE REGELSTRECKE UND IHRE ELEMENTE

2.1 DER PRINZIPIELLE AUFBAU DES ELEKTROHYDRAULISCHEN SERVOSTEUERANTRIEBES

Elektrohydraulische Servoantriebe haben wie auch andere Antriebe die Aufgabe, einem vorgegebenen mechanischen System bestimmte Positionen, Geschwindigkeiten oder Belastungen aufzuprägen. Sie sind dabei der Gruppe der steuerbaren Antriebe zuzurechnen, da in einer Steuerkette die genannten mechanischen Ausgangsgrößen gezielt über eine Eingangsgröße beeinflusst werden können. Der grundsätzliche Aufbau eines solchen elektrohydraulischen Servosystems ist im Bild 2.1 als Schema sowie im Bild 2.2 als vereinfachtes Strukturbild am Beispiel eines Drehantriebes dargestellt.

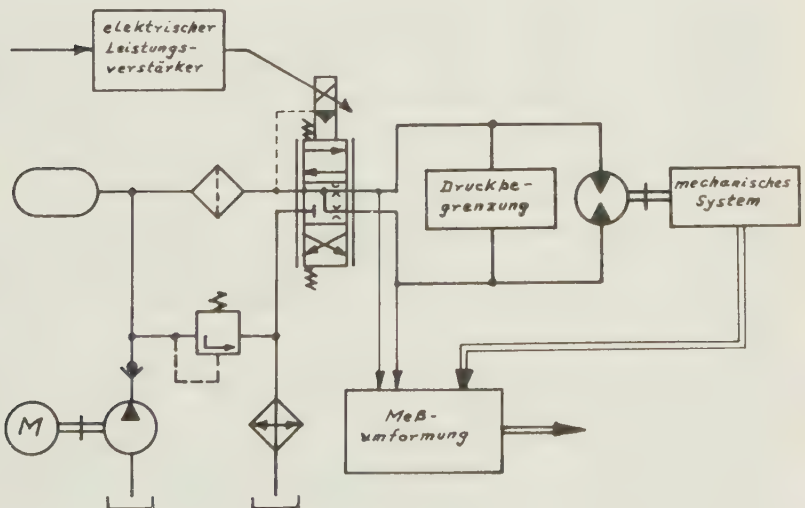


Bild 2.1: Schematischer Aufbau eines elektrohydraulischen Servoantriebes

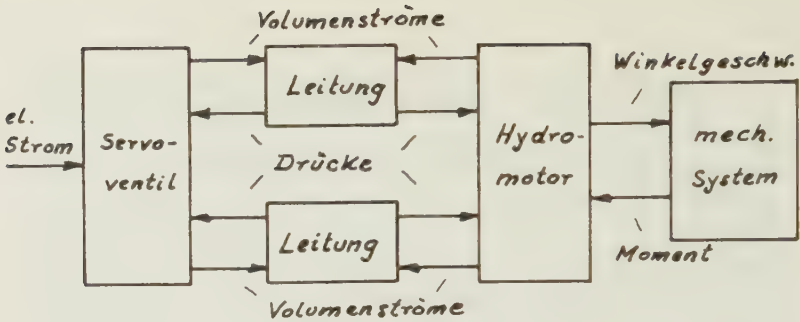


Bild 2.2: Vereinfachtes Strukturbild des Antriebes

In diesem Antriebssystem ist in einer Kettenschaltung ein elektrohydraulisches Servoventil über zwei Leitungen mit einem hydraulischen Drehmotor verbunden, an dessen Abtriebswelle ein mechanisches System angebracht ist. Die Signalkette hat folgende Wirkungsweise:

Das elektrohydraulische Servoventil – im folgenden kurz als Servoventil bezeichnet – wird mit einem elektrischen Strom angesteuert, der über einen elektrischen Leistungsverstärker proportional zu dessen Eingangsspannung vorgegeben werden kann. Das Servoventil gibt dadurch bestimmte Öffnungsquerschnitte zwischen einem hydraulischen Versorgungsaggregat und einem seiner Arbeitsanschlüsse sowie zwischen dem anderen Arbeitsanschluß und dem Rücklauf in den Öltank frei. Dadurch werden einem hydraulischen Drehmotor Volumenströme zu- bzw. abgeführt. Der Motor als hydraulisch-mechanischer Wandler setzt diese Ströme in eine Drehung seiner Abtriebswelle um, die dann das angeschlossene mechanische System bewegt.

Die Leistung, die diese Kette von Servoventil, Leitungen, Motor und Abtriebswelle überträgt, stellt ein hydraulisches Versorgungsaggregat zur Verfügung. Dort wird mit Hilfe eines Systems aus elektrisch angetriebener Hydraulikpumpe, Maximaldruckventil und Hydrospeicher ein hydraulischer Druck am Servoventileingang aufgebaut. Die Pumpe liefert dabei einen nahezu konstanten Volumenstrom, dessen nicht vom Servoventil abgenommener Anteil immer über das Maximaldruckventil fließt. An diesem Ventil wird mit Hilfe eines i.a. mechanisch-hydraulischen internen Regelkreises ein vom Durchfluß weitgehend unabhängiger Druck aufrecht erhal-

ten. Die Schwankungen des Systemdrucks, die bei einem schnell wechselnden Durchfluß vom Maximaldruckventil nicht mehr ausgeregelt werden können, werden durch einen parallel geschalteten Hydrospeicher vermindert. Weitere notwendige Elemente in der Druckversorgung wie etwa Öltemperaturregelung und Ölfiltereinrichtungen seien hier ohne nähere Erörterung erwähnt und vereinfacht skizziert.

Bei dieser Anordnung des Servoantriebes ergibt sich ein umsteuerbarer Antrieb für beide Bewegungsrichtungen. Parallel zum Hydraulikmotor wird häufig noch ein System bestehend aus Maximaldruckventil und Rückschlagventilen geschaltet, das in beiden Motordrehrichtungen eine Begrenzung der Motorbelastung erlaubt.

Die Anordnung wird ergänzt durch Meßumformer, die die in eine spätere Regelung einzubeziehenden hydraulischen und mechanischen Größen in entsprechende Spannungen umwandeln.

Das später noch zu detaillierende schematische Strukturbild (Bild 2.2) zeigt im inneren Bereich eine durch Doppelleitung und -anschlüsse bedingte Verzweigung. Es enthält wie auch andere Antriebssysteme im leistungsübertragenden Teil Elemente mit Vierpolcharakter. Der hydraulische Drehmotor als hydraulisch-mechanischer Energiewandler setzt die Volumenströme in eine Drehbewegung um, teilt aber seinerseits dem Hydraulikmedium in den Leitungen die Momentenbelastung am Abtrieb in Form von Drücken mit. Diese beeinflussen wiederum über die Leitungen die entsprechenden Volumenströme des Servoventils. Insbesondere diese Abhängigkeit mit nichtlinearem Charakter macht sich deutlich im Systemverhalten bemerkbar, wie später noch im Detail erörtert wird. Die Zwischengrößen sind in der Wirkungsrichtung einander entgegengesetzt; ihr Produkt gibt die jeweils an der betreffenden Stelle übertragene Leistung an.

Die hier skizzierte Steuerkette, ausgehend vom elektrischen Strom zum Servoventil bis hin zu den einzelnen Systemgrößen bzw. gegebenenfalls deren elektrischen Meßwerten, soll hier als Regelstrecke betrachtet werden. Zur Beschreibung ihres Verhaltens werden im folgenden zunächst die Einzelelemente der Steuerkette betrachtet mit dem Ziel, ihnen ein mathematisches Ersatzmodell zuzuordnen.

2.2 SERVOVENTIL

Ein elektrohydraulisches Servoventil ist ein Leistungsverstärker, der ein elektrisches Signal kleiner Leistung in ein hydraulisches Signal hoher Leistung umwandelt. Die Leistungsverstärkung kann je nach Anzahl der verwendeten hydraulischen Vorsteuerstufen Werte von 10^3 bis 10^7 erreichen.

Die weiteste Verbreitung haben sogenannte Durchfluß-Servoventile gefunden, die im belastungsfreien Fall einen hydraulischen Volumenstrom in beide Richtungen nahezu proportional zur elektrischen EingangsgröÙe steuern.

Da die Eigenschaften von Servoventilen Gegenstand von einer großen Anzahl von Untersuchungen gewesen sind, sollen hier Aufbau und Wirkungsweise nur kurz erläutert und die mathematische Beschreibung in einem Umfang angegeben werden, der für die vorliegende Problemstellung von Bedeutung ist /1, 3, 16, 17, 18 u.a./.

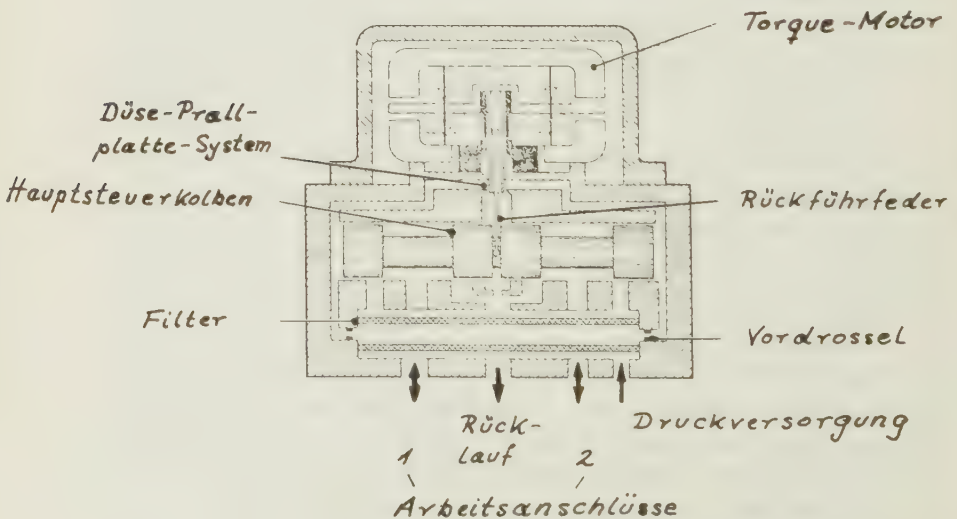


Bild 2.3: Zweistufiges elektrohydraulisches Servoventil

Bild 2.3 zeigt den Aufbau eines Durchfluß-Servoventils mit einer Vor- und einer Hauptsteuerstufe. Ein elektrischer Torque-Motor erzeugt in einem Anker ein zum Eingangsstrom proportionales Drehmoment, das die gemeinsame Prallplatte zweier Düsen aus der Mittellage verschiebt. An diesem doppelten Düse-Prallplatte-System wird dadurch eine Druckdifferenz hervorgerufen, die auf die Stirnseiten eines Hauptsteuerkolbens wirkt. Der Hauptkolben wird axial verschoben, wirkt aber über eine Rückführfeder wieder gegensinnig auf die ursprüngliche Verstellung des Düse-Prallplatte-Systems ein. Durch diese Rückführung erreicht man eine Stellung des Hauptsteuerkolbens, die weitgehend proportional zum Eingangsstrom ist.

Der Hauptsteuerkolben öffnet nun bei Auslenkung aus seiner Mittellage eine Verbindung zwischen dem Druckversorgungseingang und einem Arbeitsanschluß und gleichzeitig zwischen dem anderen Arbeits- und dem Rücklaufanschluß des Ventils. Dadurch fließen je nach Höhe der Differenzdrücke an den Anschlüssen zwei Volumenströme bestimmter Größe durch das Ventil.

Man findet also sowohl in der Vorsteuer- als auch in der Hauptsteuerstufe ein System von Druckteilern, die durch veränderliche Querschnitte von Drosselstellen gebildet werden. Wie in der Elektrotechnik entsprechende Spannungsteiler schaltet man auch hydraulische Druckteiler in Brückenschaltungen zusammen. Während jedoch bei elektrischen Widerständen ein nahezu proportionales Verhältnis zwischen Strom und Spannungsabfall gegeben ist, steigt der entsprechende Druckabfall bei den hier verwendeten hydraulischen Blendenwiderständen in erster Näherung quadratisch mit dem Volumenstrom. Man ist sogar konstruktiv bemüht, ausschließlich diesen turbulenten Strömungscharakter im gesamten Arbeitsbereich des Druckteilers aufrechtzuerhalten, da dadurch weitgehend Temperatur- und Viskositätseinflüsse auf die Kennlinienformen vermieden werden, was bei laminarer Strömung nicht der Fall ist (vgl. Kap. 2.2.2). Derartige Widerstandssteuerungen sind insbesondere im Hinblick auf ihre Systematik eingehend untersucht worden / 2 /.

2.2.1 Vorsteuerstufe

Wie bereits ausgeführt, bewirkt die Vorsteuerstufe des Servoventils in einem Führungslageregelkreis eine Positionierung des Hauptsteuerkolbens. Bild 2.4 zeigt unter Verwendung der Symbolik aus / 2 / das Schema des Ventils sowie eines der noch relativ einfachen gebräuchlichen Blockschaltbilder, die auf Grund von Untersuchungen an Servoventilen aufgestellt wurden.

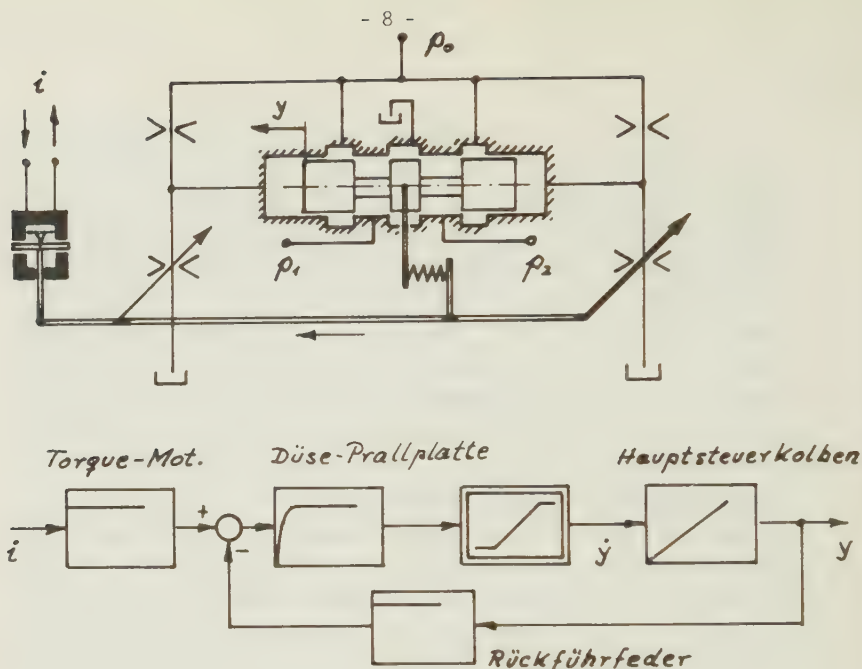


Bild 2.4: Schema und vereinfachtes Blockschaltbild des Servoventils

Dieser Regelkreis enthält neben Zeitgliedern, die von Masse-, Federungs- und Dämpfungseigenschaften herrühren, im Vorwärtszweig einen begrenzten Volumenstrom für die Bewegung des Hauptsteuerschiebers. Die Begrenzung ist bedingt durch das nichtlineare Verhalten der Druckteilerschaltung im Vorsteuerteil /2/.

Von den Ergebnissen der Untersuchungen an Servoventilen kann man festhalten, daß sich das System in erster Näherung bis auf die genannte Geschwindigkeitsbegrenzung durch lineare Elemente beschreiben läßt. Je nach geforderter Güte verwendet man dabei Modelle erster oder auch höherer Ordnung. Der Lageregelkreis wird gestört durch Strömungskräfte am Hauptsteuerkolben, deren Einfluß sich konstruktiv nur bedingt vermeiden läßt.

Inwieweit die Dynamik des Systems zur Vorsteuerung des Hauptsteuerkolbens im Zeitverhalten der Strecke mit zu berücksichtigen ist, hängt von der Dynamik der nachgeschalteten Bauelemente ab.

2.2.2 Hauptsteuerstufe

Der Hauptsteuerkolben des Servoventils verändert, wie bereits angedeutet, durch seine Längsverschiebung y gleichzeitig vier Strömungsquerschnitte. Diese Bauart ist überwiegend in den Servoventilen vertreten und wird als Vierkanten-Steuerung bezeichnet. Für derartige Strömungsquerschnitte gilt in sehr guter Näherung bei Flüssigkeiten ein Durchflußgesetz für turbulente Strömungen, das sich aus der Bernoulli'schen Gleichung für den Zusammenhang zwischen Druckdifferenz Δp und dem Volumenstrom q ergibt zu

$$q = \alpha_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|} \cdot \text{sign } \Delta p \quad (2.1)$$

mit der freigegebenen Querschnittsfläche A , der Flüssigkeitsdichte ρ und dem Durchflußkoeffizienten α_D /1/. Der Wert α_D ist im Idealfall konstant. Tatsächlich sinkt er im Bereich kleiner Reynoldszahlen

$$Re = \frac{c \cdot D_h}{\nu} \quad (2.2)$$

(c - Strömungsgeschwindigkeit; D_h - hydraulisch äquivalenter Durchmesser, er ist gegeben durch das Verhältnis der vierfachen Blendenquerschnittsfläche bezogen auf den Blendenumfang; ν - kinematische Viskosität des strömenden Mediums).

In dem Fall nimmt die Strömung mit abnehmender Geschwindigkeit einen mehr laminaren Charakter an, bei dem die Druckdifferenz proportional zum Durchfluß und insbesondere zur Viskosität ist (vgl. Kap. 2.3.2). Gerade die Viskositäts- und damit die Temperaturabhängigkeit ist man jedoch zu vermeiden bestrebt. Konstruktiv erreicht man ein weitgehend turbulentes Widerstandsverhalten durch eine möglichst scharfkantige Ausbildung der Drosselstellen. Gleichung (2.1) beschreibt bei der in Servoventilen vorliegenden Geometrie das Strömungsverhalten i.a. genügend genau.

Damit wird für kreisringförmige Spalte (Breite y , Durchmesser D) zusammengefaßt

$$q = K_v \cdot y \cdot \sqrt{|\Delta p|} \cdot \text{sign } \Delta p$$

mit dem Ventildurchflußbeiwert

$$K_V = \alpha_s \cdot \pi \cdot D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.3)$$

Geringe Abweichungen von der Wurzelabhängigkeit kann man auch durch folgenden Ansatz mit einbeziehen:

$$q = K_V \cdot y \cdot (|\Delta p|)^n \cdot \text{sign } \Delta p \quad (2.4)$$

Diese Form soll in den folgenden Ausführungen verwendet werden.

Bild 2.5 zeigt schematisch die geometrische Anordnung des Hauptsteuerkolbens im Ventilgehäuse.

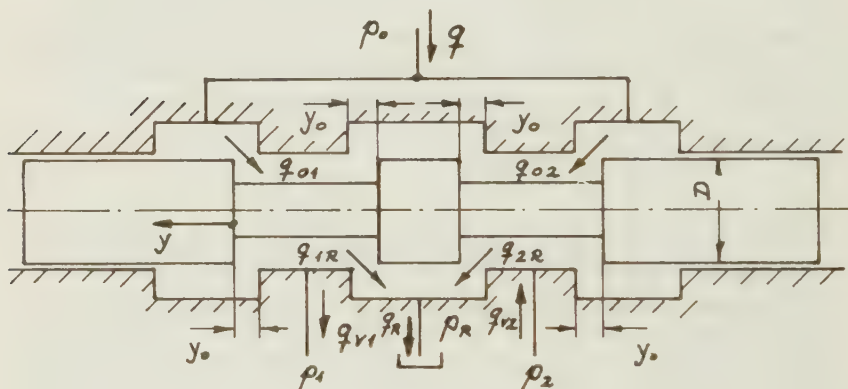


Bild 2.5: Hauptsteuerstufe des Servoventils

An den beiden Arbeitsanschlüssen herrschen die Drücke p_1 und p_2 , der Versorgungsdruck betrage p_0 und der Rücklaufdruck habe die Größe p_R . (Alle Drücke werden, sofern nicht anders definiert, als Überdrücke gegenüber dem Atmosphärendruck gezählt)

In Mittelstellung $y = 0$ seien die vier Durchflußquerschnitte des Ventils nicht exakt verschlossen (sog. "Nullüberdeckung"), sondern es trete an allen Steuerkanten ein gleich großer Schlitz der Breite y_0 auf (sog. symmetrische "negative Überdeckung").

Setzt man bei Überdeckung von Kolbenkante und Gehäuse ideale Abdichtung voraus und vernachlässigt damit Einflüsse von druckbedingten Gehäuseaufweitungen, so gilt für die Durchflüsse

$$\begin{aligned} q_{01} &= k_v \cdot [y_0 + y] \cdot (|p_0 - p_1|)^n \cdot \text{sign}(p_0 - p_1), \\ q_{12} &= k_v \cdot [y_0 - y] \cdot (|p_1 - p_2|)^n \cdot \text{sign}(p_1 - p_2), \\ q_{02} &= k_v \cdot [y_0 - y] \cdot (|p_0 - p_2|)^n \cdot \text{sign}(p_0 - p_2), \\ q_{22} &= k_v \cdot [y_0 + y] \cdot (|p_2 - p_R|)^n \cdot \text{sign}(p_2 - p_R) \end{aligned} \quad (2.5)$$

und $q_{v1} = q_{01} - q_{12}$, $q_{v2} = q_{22} - q_{02}$.

Ein Klammerausdruck $[x]$ kürzt dabei folgenden Zusammenhang ab:

$$[x] = \frac{x + |x|}{2} = \begin{cases} x & \text{für } x \geq 0 \\ 0 & \text{für } x < 0 \end{cases}$$

Der Rücklaufdruck p_R kann bei kleinen Widerständen in der Rücklaufleitung vernachlässigt werden. Ferner soll an dieser Stelle schon gefordert werden, daß die Arbeitsdrücke p_1 und p_2 positiv oder Null sind und den Versorgungsdruck p_0 nicht übersteigen, demnach also kein Rückfluß vom Servoventil zum Versorgungsaggregat zugelassen sei. Die Begründung wird in Kap. 3.4.3 gegeben. Dann gilt für die Volumenströme an den Arbeitsanschlüssen

$$\begin{aligned} q_{v1} &= k_v \cdot [y_0 + y] \cdot (p_0 - p_1)^n - k_v \cdot [y_0 - y] \cdot p_1^n, \\ q_{v2} &= k_v \cdot [y_0 + y] \cdot p_2^n - k_v \cdot [y_0 - y] \cdot (p_0 - p_2)^n. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Für beide Größen ergibt sich je ein nichtlineares Kennlinienfeld, deren Verläufe läufe in Bild 2.6 und Bild 2.7 am Beispiel der Nullüberdeckung dargestellt sind. Man erkennt in beiden Fällen die nichtlineare Abhängigkeit des Volumenstroms vom Druck bei konstanter Verschiebung y . Ferner sinkt bzw. steigt das Verhältnis von Volumenstrom zur Verschiebung des Hauptsteuerkolbens erheblich mit steigendem Druck. Diese Kennlinien werden in modifizierter Form in Kapitel 3.4 noch ausführlich erörtert.

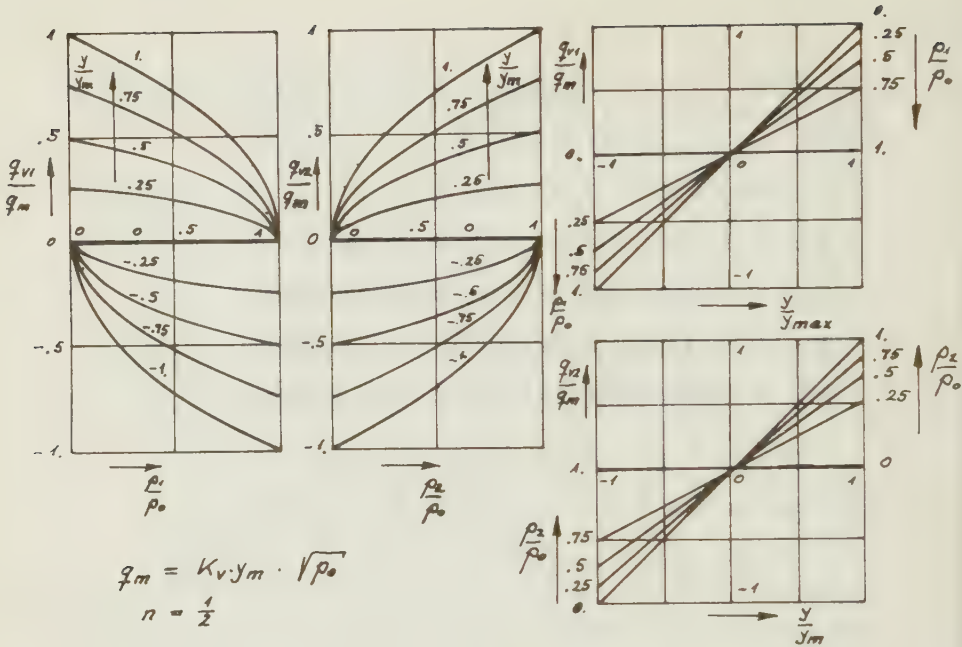


Bild 2.6, 2.7: Kennlinienfelder der Hauptsteuerstufe

Die Struktur der statischen Kennlinien der Hauptsteuerstufe lässt sich in der üblichen Darstellung für nichtlineare Systeme in einem Blockschaltbild (Bild 2.8) zusammenfassen, deren beide Elemente die Drücke p_1 bzw. p_2 sowie die gemeinsame Position y als Eingangsgrößen und die Volumenströme q_{v1} bzw. q_{v2} als Ausgangsgrößen aufweisen. Die Funktionen V_1 und V_2 kennzeichnen dabei den nichtlinearen Zusammenhang für die zeitlich veränderlichen Größen aus Gleichung (2.6).

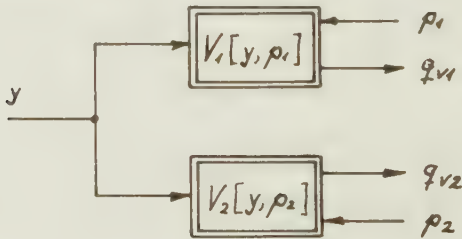


Bild 2.8: Blockschaltbild der Hauptsteuerstufe

2.3 HYDRAULIKVERBINDUNGEN

Zwischen den beiden Ausgängen von Servoventil und hydraulischem Drehmotor befindet sich jeweils ein vom Hydrauliköl durchströmter Hohlraum. Dieser kann geometrisch einen großen Querschnitt in Relation zur Längenausdehnung haben. Druck und Dichte erfahren dann nur eine zeitliche, jedoch praktisch keine räumliche Veränderung. Man erhält, wie sich zeigen wird, ein einfaches Speichermodell für das Verhalten einer solchen Verbindung. Im ungünstigeren Fall kann bei gleichem Volumen, aber ausgeprägter Längserstreckung eine räumliche Druck-Dichte-Verteilung bedeutsam sein, so daß ein Modell mit verteilten Parametern in die Überlegungen einzubeziehen ist.

Beide Modelle sollen hier für einen späteren Vergleich kurz erörtert werden.

2.3.1 Speichermodell

Man betrachtet unter der genannten Voraussetzung von räumlich konstanter Druck- und Dichteverteilung die Massenstrombilanz für eine dieser Verbindungen mit dem Kontrollvolumen V . Die Differenz von zu- und abfließendem Massenstrom $\Delta \dot{m}$ führt nach der Kontinuitätsgleichung zu einer zeitlichen Änderung der Flüssigkeitsmasse in diesem Volumen /1/ gemäß

$$\Delta \dot{m} = \frac{d}{dt} (\rho \cdot V). \quad (2.7)$$

Das Kontrollvolumen umfaßt auch eine Aufweitung der das strömende Medium umgebenden Bauteile (Gehäusehöhlräume, Rohre, Hydraulikschläuche) durch Druckerhöhung. In erster Näherung sei bei dieser Verformung des Gehäusevolumens eine lineare Spannungs-Dehnungsbeziehung vorausgesetzt

$$\frac{dV}{V} = k \cdot dp. \quad (2.8)$$

Dann gilt für die Differenz der zu- und abfließenden Volumenströme

$$\Delta q = \frac{1}{\rho} (\dot{z} \cdot V + \rho \cdot V \cdot k \cdot \dot{p})$$

oder umgeformt

$$\Delta g = \left(\frac{V}{g} \cdot \frac{dg}{dp} + V k \right) \cdot p. \quad (2.9)$$

Komprimiert man ein Medium, so sind Dichte und Volumen wie folgt verbunden:

$$\frac{dg}{g} = - \frac{dV}{V} \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{g} \cdot \frac{dg}{dp} = - \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp}. \quad (2.10)$$

Im Ansatz soll näherungsweise ein Luftanteil im Öl berücksichtigt werden. Er betrage ϵ Volumenanteile beim Atmosphärendruck $p_{at} \approx 1$ bar.

Bei Flüssigkeiten läßt sich meßtechnisch ermitteln, daß bei isothermen Zustandsänderungen ausgehend vom Volumen V_{Fat} beim Druck p_{at} die bezogene Volumenabnahme in guter Näherung proportional zum Überdruck p ist
/1/

$$V_F = V_{Fat} \cdot (1 - \beta_0 \cdot p),$$

$$\frac{dV_F}{V_F} = - \beta_0 \cdot dp.$$

β_0 wird als isotherme Kompressibilität bezeichnet. Betrachtet man Luft als ideales Gas, so gilt hier im Gegensatz zu Flüssigkeiten bei der isothermen Zustandsänderung

$$\frac{dV_L}{V_L} = - \frac{dp}{p + p_{at}}, \quad (p + p_{at}) \cdot V_L = \text{const.} = p_{at} \cdot V_{Lat}$$

(p ist der Überdruck über p_{at}). Betrachtet man ein Flüssigkeits-Luft-Gemisch vom Volumen V_a beim Druck p , so ist demnach das Volumen in Abhängigkeit vom Druck

$$V = V_F + V_L = V_a \cdot (1 - \epsilon) \cdot [1 - \beta_0 \cdot p] + V_a \cdot \epsilon \cdot \frac{p_{at}}{p + p_{at}}$$

und man erhält mit Gleichung (2.10)

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dg}{dp} = - \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp} = \frac{(1 - \epsilon) \cdot \beta_0 + \frac{\epsilon \cdot p_{at}}{(p + p_{at})^2}}{(1 - \epsilon) \cdot (1 - \beta_0 \cdot p) + \epsilon \cdot \frac{p_{at}}{p + p_{at}}}. \quad (2.11a)$$

Dieser Ausdruck ist auch als Ersatzkompressibilität β' des Öl-Luft-Gemisches anzusehen, wobei das Luftlösungsvermögen nicht berücksichtigt ist:

$$\beta' = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp} . \quad (2.11b)$$

Sofern kein Luftanteil im Öl enthalten ist, beträgt

$$\beta' = \frac{\beta_o}{1 - \beta_o \cdot p} \approx \beta_o \quad (2.12)$$

Die Kompressibilität β_o ist außerdem temperaturabhängig / 1, 20 /. Dieser Einfluß wird bei der Annahme isothermer Vorgänge hier nicht erörtert.

Mit dem für Hydrauliköle charakteristischen Bereich von

$$\beta_o = (5,5 \dots 5,9) \cdot 10^{-5} \text{ bar}^{-1} \quad (2.13)$$

erhält man für das Gemisch im Bereich kleiner E durch Reihenentwicklung des Ausdrucks (2.11a) eine Beziehung

$$\beta' \approx \beta_o + E \cdot \frac{p_{ot}}{(p + p_{ot})^2} , \quad (2.14)$$

die etwa bis auf einen maximalen Fehler von 0,5% mit dem Wert aus Gleichung (2.11a) übereinstimmt. Die Größe

$$E_o = \frac{1}{\beta_o}$$

mit der Dimension Kraft/Fläche wird auch als Kompressionsmodul bezeichnet.

Die Kompressibilität β' hängt mit wachsendem Luftanteil im Bereich niedriger Drücke p stark von diesen Drücken ab (Bild 2.9).

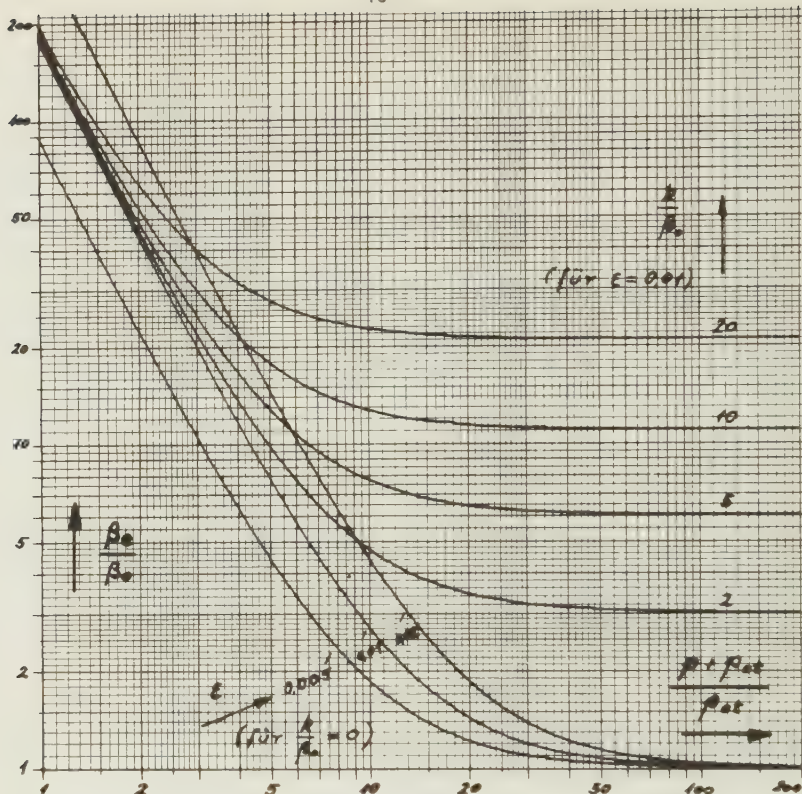


Bild 2.9: Abhängigkeit der Kompressibilität von Druck und Wandelastizität

Diese Abhängigkeit kann erheblich geringer ausfallen, wenn man den durch Gehäuseaufweitungen hervorgerufenen zweiten Term in Gl. (2.9) mit in eine Ersatzkompressibilität β_e einbezieht:

$$\Delta q = V \cdot \beta_e \cdot \dot{p} \quad \text{mit} \quad \beta_e = \beta' + k. \quad (2.15)$$

Gerade bei Verwendung entsprechend elastischer Bauteile ergibt sich ein deutlicher Einfluß, der ebenfalls in Bild 2.9 sichtbar wird /20/.

Analog zur Speicherwirkung eines Kondensators in der Elektrotechnik bezeichnet man

$$C = V \cdot \beta_e \quad (2.16)$$

als hydraulische Speicherkapazität eines Volumens. Eine zeitliche Druckänderung in einem hydraulischen Speicher wird analog zur zeitlichen Spannungsänderung in einem Kondensator hervorgerufen durch die Differenz von zu- und abfließenden hydraulischen bzw. elektrischen Strömen.

Bild 2.10 zeigt das Blockschaltbild für den genannten Zusammenhang in integraler Darstellung.

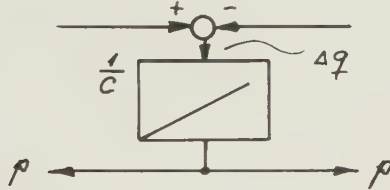


Bild 2.10: Blockschaltbild des Speichermodells der Hydraulikleitung

2.3.2 Modell mit verteilten Parametern

Bei ausgeprägter Längserstreckung der Verbindungsleitung zwischen Servoventil und Drehmotor kann die Massenverteilung und damit die Impulswirkung der Flüssigkeit nicht mehr vernachlässigt werden; Druck und Dichte sind nicht mehr gleichmäßig über die Stromfadenlänge verteilt.

Es gilt wieder die Kontinuitätsgleichung mit der Koordinate x in Stromfadenlängsrichtung bei einer Rohrströmung in der Form /1/

$$-\frac{\partial}{\partial x} (g \cdot q) dx = \frac{\partial}{\partial t} (g \cdot A) dx. \quad (2.17)$$

Mit den Beziehungen für die Kompressibilität und die Rohraufweitung gemäß (2.11b), (2.10), (2.8) sowie der Fläche A

$$dg = g \cdot \beta' \cdot dp, \quad \frac{dA}{A} = k \cdot dp \quad (2.18)$$

erhält man die partielle Differentialgleichung

$$-\beta' \cdot g \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial q}{\partial x} = \beta_e \cdot A \cdot \frac{\partial p}{\partial t}.$$

Dabei kann bei den hier vorliegenden Verhältnissen der erste Term vernachlässigt werden, sodaß man erhält

$$-\frac{\partial q}{\partial x} = \beta_e \cdot A \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.19)$$

β_e ist dabei die schon oben genannte Ersatzkompressibilität.

Der Impulssatz liefert für eine zunächst reibungsfreie Strömung /1/

$$s \cdot \frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (p \cdot A) = 0 \quad (2.20)$$

Dabei ist der durch die Querschnittsänderung hervorgerufene Anteil vernachlässigbar gegenüber dem, der durch die Druckänderung bedingt ist.

Damit vereinfacht sich Gleichung (2.20) zu

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{s}{A} \cdot \frac{\partial q}{\partial t} \quad (2.21)$$

Bei Verwendung einer inkompressiblen Flüssigkeit bei starrer Wandung ($\beta_e = 0$) wäre der Volumenstrom nicht mehr vom Ort abhängig und man erhielte aus dem Impulssatz für die Länge l einer Flüssigkeitssäule

$$\Delta p = \frac{s \cdot l}{A} \dot{q} = L \cdot \dot{q} \quad (2.22)$$

Entsprechend der Bezeichnungsweise der Elektrotechnik nennt man $L = \frac{s \cdot l}{A}$ hydraulische Induktivität.

Die Lösungen der Gleichungen für Leitungen sind aus der Strömungslehre und z.B. auch aus der elektrischen Leitungstheorie bekannt. Indiziert man die Größen (Druck und Volumenstrom) am linken und am rechten Ende einer Leitung der Länge l mit e und a , so erhält man für diese Laplace-transformierten Werte ausgehend von einem stationären Arbeitspunkt /1,30/

$$\begin{aligned} p_a(s) &= p_e(s) \cdot ch(sT) - q_e(s) \cdot Z \cdot sh(sT), \\ q_a(s) &= -p_e(s) \cdot \frac{1}{Z} \cdot sh(sT) + q_e(s) \cdot ch(sT). \end{aligned} \quad (2.23)$$

Dabei ist der reelle Wellenwiderstand

$$Z = \sqrt{\frac{L}{C}} = \frac{1}{A} \cdot \sqrt{\frac{s}{\beta_e}} \quad (2.24)$$

Der Ausdruck $\sqrt{g/\beta_e}$ ist dabei die Schallgeschwindigkeit im Medium. Die Zeitkonstante

$$T = \sqrt{L \cdot C} = L \cdot \sqrt{\frac{\beta_e}{g}} \quad (2.25)$$

gibt die Laufzeit einer Druckwelle für die Rohrlänge l an.

Eine andere Form von Gleichung (2.23) ist

$$\begin{aligned} p_e(s) &= Z \cdot \frac{ch(sT)}{sh(sT)} \cdot q_e(s) - Z \cdot \frac{1}{sh(sT)} \cdot q_a(s) \\ p_a(s) &= Z \cdot \frac{1}{sh(sT)} \cdot q_e(s) - Z \cdot \frac{ch(sT)}{sh(sT)} \cdot q_a(s) \end{aligned} \quad (2.26)$$

Ein dem Speichermodell entsprechendes Blockschaltbild (Bild 2.10) ist damit in Bild 2.11 angegeben.

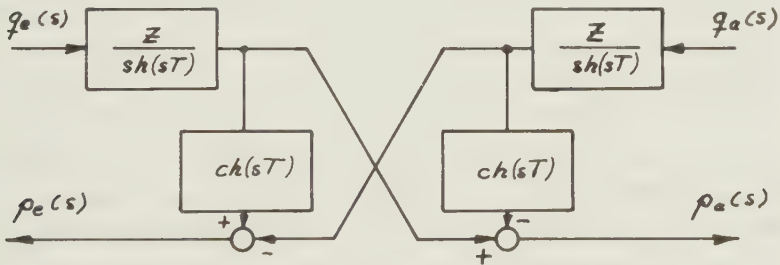


Bild 2.11: Blockschaltbild des Leitungsmodells

Bei gleichen Volumina werden für kurze Leitungen und entsprechende große Querschnitte die Größen Z und T zu Null. Es ist

$$\lim_{Z, T \rightarrow 0} \frac{Z}{sh(sT)} = \frac{1}{C \cdot s} \quad (2.27)$$

beide Gleichungen und damit beide Drücke p_e und p_a im Gleichungssystem sind identisch und man erhält das Verhalten des Speichermodelles.

Die Strömung durch das Rohr ist infolge der Flüssigkeitsviskosität reibungsbehaftet. Bei laminarer Strömung gilt für glatte zylindrische Rohrinnenflächen bei Reynoldszahlen, die kleiner als etwa $Re = 2300$ sind, ein lineares Durchflußgesetz nach Hagen - Poiseuille in der Form $1/$

$$\Delta p = \frac{128 \cdot \eta \cdot g \cdot l}{\pi \cdot D^4} \cdot q = R_L \cdot q \quad (2.28)$$

Analog zur Elektrotechnik bezeichnet man das Verhältnis von Druckabfall zu Volumenstrom als hydraulischen Widerstand R_L der Leitung.

In der Literatur wird vereinzelt angegeben, daß man diesen Widerstand, der gleichmäßig über die Leitungslänge verteilt ist, jeweils konzentriert an beiden Leitungsenden ansetzen kann /z.B.7/. Damit erhält das Blockschaltbild aus Bild 2.11 die in Bild 2.12 dargestellte Form.

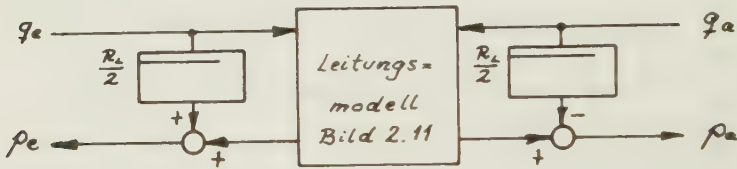


Bild 2.12: Blockschaltbild des Leitungsmodells mit konzentrierten Widerständen

Eine andere Möglichkeit, den verteilten Widerstand exakt in das Modell mit einzubeziehen, ergibt sich im Sonderfall harmonischer Vorgänge. Es läßt sich zeigen, daß dann die Beziehungen vom Laplacebereich transformiert in den Frequenzbereich für

$$s = \sigma + i\omega \quad \text{mit } \sigma \rightarrow 0$$

ebenso gelten, wobei der Wellenwiderstand Z komplex wird /z.B. 31/

$$Z = \sqrt{\frac{R_L + i\omega \cdot L}{i\omega \cdot C}}, \quad (2.29)$$

und der Ausdruck $s \cdot T$ übergeht in

$$s \cdot T \rightarrow \sqrt{(R_L + i\omega \cdot L) \cdot i\omega \cdot C}. \quad (2.30)$$

Inwieweit dem aufwendigen Leitungsmodell gegenüber dem einfachen Speichermodell der Vorzug gegeben werden muß, kann erst später an Hand der Zahlenwerte für die Parameter entschieden werden.

2.4 HYDROMOTOR

Der Hydromotor ist ein Bauelement der Hydraulik, das die hydraulisch angebotene Energie in mechanische Energie auf der Abtriebsseite umwandelt. Man unterscheidet dabei die Gruppen der Linear- und der Drehmotoren, die entsprechend am Abtrieb eine geradlinige bzw. eine Rotationsbewegung hervorrufen. Insbesondere bei der Konstruktion von Servomotoren ist man bemüht um möglichst geringe zu bewenende Eigenmassen des Motors und ein günstiges Reibverhalten gerade bei kleinen Bewegungsgeschwindigkeiten. Beim Drehmotor treten zusätzlich noch Forderungen an ein weitgehend gleiches Bewegungsverhalten unabhängig von Richtung und Winkellage der Bewegung hinzu.

Zur Beschreibung dieser Motoren sind eine ganze Reihe von mathematischen Modellvorstellungen entwickelt worden, die vorangegangene Ansätze wieder verfeinert haben und damit aber auch den Nachteil einer immer größeren Komplexität verbinden. Dazu zählen etwa die Einbeziehung turbulenter Leckströme in den Maschinen, die Druckabhängigkeit der Viskosität des Hydraulikmediums und auch Versuche, die Aufweitung der Maschinen und damit die Geometrie ihrer Spalte mit zu berücksichtigen /u.a.12,19,5/.

Im Rahmen der Zielsetzung dieser Arbeit erscheint nur der Aufwand an Modellbildung vertretbar, der letztlich beim Streckenverhalten zu einer guten Übereinstimmung von Modell und Versuchsanlage kommt. Es gilt daher, die wesentlichen Einflüsse bei der Beschreibung des Hydromotors einzubeziehen.

Ein idealer Hydromotor ist eine sogenannte Verdrängermaschine mit folgenden Eigenschaften:

Ein in den einen Anschluß zufließendes Flüssigkeitsvolumen V_1 verschiebt im Inneren des Motors ein mechanisches Bauteil - in der Regel einen Kol-

ben oder einen Flügel -, das seinerseits ein gleich großes Flüssigkeitsvolumen V_2 zum anderen Anschluß hin verdrängt. Diese Verschiebung ist beim Linearmotor die Kolbenverschiebung, beim Drehmotor wird sie auf einen Drehwinkel φ an der Motorwelle übersetzt. Mit dem Proportionalitätsfaktor K_M gilt für den im folgenden zu behandelnden Drehmotor

$$V_1 = K_M \cdot \varphi = V_2. \quad (2.31)$$

Die Motorkonstante K_M beträgt beim Drehmotor mit dem sogenannten Schluckvolumen pro Umdrehung V_s

$$K_M = \frac{V_s}{2\pi}. \quad (2.32)$$

Für die zeitlichen Ableitungen des Drehwinkels φ und der Volumina V_1 und V_2 gilt dann eine (2.31) entsprechende Beziehung. Der Zusatz "th" im Index der Volumenströme q_M kennzeichnet die theoretisch ideale Maschine:

$$\dot{q}_{Mth} = K_M \cdot \dot{\varphi} = K_M \cdot \omega_M = \dot{q}_{M1th} = \dot{q}_{M2th}. \quad (2.33)$$

Nach dem Energiesatz erhält man für den idealen Motor bei einem äußeren Moment m_{Mth} und einer Flüssigkeitsdruckdifferenz $p_1 - p_2$ über dem Motor entsprechend

$$m_{Mth} = K_M \cdot (p_1 - p_2). \quad (2.34)$$

Reale Hydromotoren weichen, wie viele Messungen zeigen, von dem idealen Verhalten ab /z.B. 5, 12/. Die tatsächlichen Motorvolumenströme q_{M1} und q_{M2} ergeben sich näherungsweise aus den theoretischen Größen unter Berücksichtigung folgender Einflüsse:

- Im Motor tritt ein innerer Leckstrom zwischen Druck- und Saugseite auf, der durch konstruktiv bedingte Spalte bei einer Motordruckdifferenz $p_1 - p_2$ hervorgerufen wird. Dieser Strom hat weitgehend laminaren Charakter (vgl. (2.28)), so daß man mit einem inneren Leckleitwert G_{Mi} die lineare Beziehung ansetzen kann:

$$\dot{q}_{Mi} = G_{Mi} \cdot (p_1 - p_2). \quad (2.35)$$

- Bei der Abdichtung der Druckkammern im Motor gegenüber dem Atmosphärendruck lassen sich kleine Leckströme, die zum Öltank zurückgeführt werden müssen, ebenfalls nicht vermeiden. Diese sogenannten äußeren, im wesentlichen laminaren Leckströme sind von den Motordrücken selbst abhängig und können näherungsweise am Motoreingang und -ausgang konzentriert werden

$$\begin{aligned} q_{Ma1} &= G_{Ma} \cdot p_1, \\ q_{Ma2} &= G_{Ma} \cdot p_2. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Der Proportionalitätsfaktor wird als äußerer Leckleitwert bezeichnet. Er ist bei gebräuchlichen Servomotoren erheblich kleiner als der innere Leckleitwert G_{Mi} .

- Ferner ergeben sich drehzahlabhängige Leckströme, die bei Relativbewegungen an den Dichtflächen der Motorteile auftreten. Sie sind i.a. gegenüber den erstgenannten Anteilen zu vernachlässigen.

Servomotoren werden zum Teil mit einer Sicherheitseinrichtung versehen, die gewährleisten soll, daß der Motordifferenzdruck $p_1 - p_2$ einen einstellbaren Wert nicht überschreitet. Man verwendet dazu ein Druckbegrenzungsventil, das über eine Brückenschaltung von Rückschlagventilen mit den Motoranschlüssen verbunden ist (Bild 2.13).

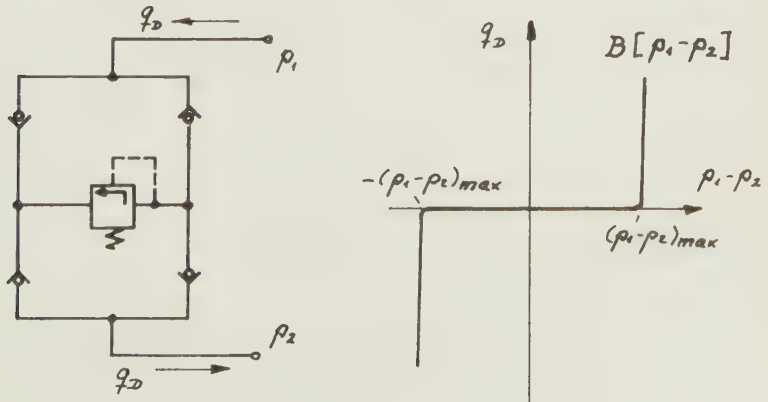


Bild 2.13: Druckbegrenzung

Der Volumenstrom q_D durch das Druckbegrenzungsventil ist damit näherungsweise durch eine nichtlineare, symmetrische Kennlinie der Form (Bild 2.13)

$$q_D = B[p_1 - p_2] \quad (2.37)$$

gegeben. Es muß darauf hingewiesen werden, daß die dargestellte statische Kennlinie nur den Idealfall einer unendlich schnellen Druckregelung durch das Druckbegrenzungsventil beschreibt. Um das Zeitverhalten dieses Ventils nicht mit in den Kreis einbeziehen zu müssen /21/, erscheint es schon deshalb sinnvoll, später eine Druckbegrenzung vom Servoventil aus vorzunehmen, das ohnehin beim Entwurf des Regelkreises mit zu berücksichtigen ist.

Mit diesen Voraussetzungen läßt sich bezüglich der Volumenstrombilanz folgendes hydraulisches Ersatzsystem für den Hydromotor angeben:

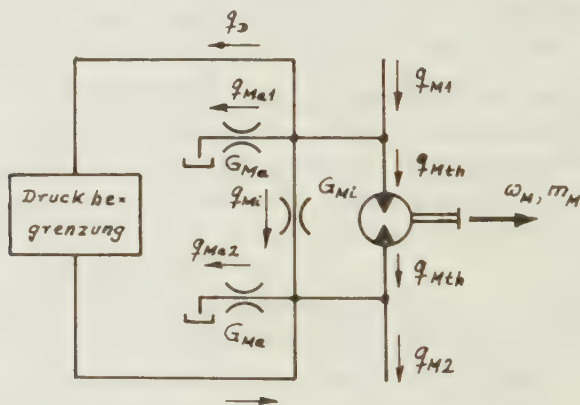


Bild 2.14: Ersatzschaltbild des Hydromotors

Es gelten die Beziehungen

$$\begin{aligned} q_{M1} &= q_{Mth} + q_{Mi} + q_{Ma1} + q_D, \\ q_{M2} &= q_{Mth} + q_{Mi} - q_{Ma2} + q_D. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Bei der Bilanz der Momente am Motorabtrieb ist zu beachten, daß infolge der inneren Reibung im Motor vom theoretischen Wert (2.34) Reibungsmomente zu subtrahieren sind. Diese lassen sich bei den üblichen Motoren näherungsweise aufteilen in einen "COULOMB'schen" oder "trockenen" sowie einen "viskosen" Reibungsanteil.

Ein COULOMB'sches Reibungsmoment m_{rc} kann theoretisch durch folgende Beziehungen ausgedrückt werden

$$m_{rc} = \begin{cases} \text{sign}(\omega_M) \cdot m_{rg} & \text{für } |\omega_M| > 0 \\ -m_{rh} \leq m_{rc} \leq +m_{rh} & \text{für } \omega_M = 0 \end{cases} \quad (2.39)$$

m_{rg} und m_{rh} sind dabei die Momente der Gleit- und Haftreibung. Dabei ist m_{rc} beim Haften gegeben durch die Summe aller anderen äußeren Momente und kann alle Werte zwischen $-m_{rh}$ und $+m_{rh}$ annehmen.

Der geschwindigkeitsproportionale Anteil m_{rv} beträgt

$$m_{rv} = d \cdot \omega_M. \quad (2.40)$$

Die Summe beider Momente

$$m_r = m_{rc} + m_{rv}$$

ergibt in Form einer Kennlinie den bekannten Verlauf (Bild 2.15).

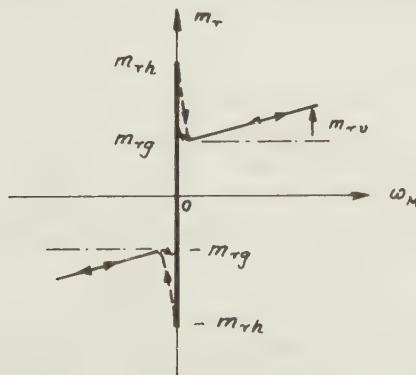


Bild 2.15: Reibungskennlinie des Motors

Bei kleinen Drehzahlen treten im sogenannten Mischreibungsbereich Übergänge zwischen Gleit- und Haftreibung auf, die von der Änderung von ω_M abhängig sind und etwa die gestrichelten Verläufe haben. Typisch ist dabei, daß bei der Rückkehr von der Bewegung in die Ruhe das Reibmoment m_{rh} auch nicht annähernd erreicht wird.

Die Reibungsmomente sollen auch im Ansatz aus dem linearen und dem symmetrischen nichtlinearen Anteil zusammengesetzt werden:

$$m_r = m_{rv} + m_{rc} = d \cdot \omega_M + R[\omega_M]. \quad (2.41)$$

Damit beträgt dann das Moment am Motorabtrieb

$$m_M = m_{Mth} - m_r = K_M(\rho_1 - \rho_2) - d \cdot \omega_M - R[\omega_M]. \quad (2.42)$$

Das zugehörige Blockschaltbild für die Motorgleichungen wird später bei der Zusammenstellung des Streckenmodells angegeben.

2.5 MECHANISCHE LAST

Bei praktischen Anwendungen eines Servosystems wird die Abtriebswelle des Hydromotors nachgeschaltete mechanische Systeme von unter Umständen recht komplexer Struktur antreiben. Die Auswirkungen auf das Verhalten derart gekoppelter Systeme in Abhängigkeit verschiedener mechanischer Lasten sind mehrfach Gegenstand von Untersuchungen gewesen /23,9 /.

Derartige Lasten können allgemein gekennzeichnet werden durch eine lineare oder ggf. nichtlineare Differentialgleichung mit der Zeit als unabhängige Variable zwischen den mechanischen Schnittgrößen Moment und Winkelgeschwindigkeit an der Motorwelle. Sie lassen sich damit auch im Strukturbild im Sinne der eingangs erwähnten Vierpole direkt an den Motor anschließen.

Die Untersuchung der genannten Einflüsse ist nicht Gegenstand dieser Arbeit. Es wird hier vom einfachen Belastungsfall mit einer trägen Drehmasse ausgegangen, die direkt an die starre Motorwelle angeflanscht ist, und der von außen von der Bewegung unabhängige Störmomente m_{st} aufgeprägt werden kön-

nen. Die zugehörige Gleichung lautet dann

$$m_M = J \cdot \ddot{\omega}_M - m_{se} , \quad (2.43)$$

wenn man in J die auf die Hydromotorabtriebswelle bezogenen Trägheitsmomente von mechanischer Last und Motor summiert. In das Strukturbild wird man die integrale Form dieser Gleichung einbringen.

3 DAS VERHALTEN DER ELEKTROHYDRAULISCHEN REGELSTRECKE

Aus den bisher entwickelten Modellvorstellungen für die einzelnen Streckenanteile wird im folgenden ein Streckengesamtmodell zusammengestellt. Eine Normierung der einzelnen Systemgrößen erweist sich dabei als sinnvoll. Zur Untersuchung der Gültigkeit der bisher getroffenen Annahmen wird das Verhalten einer elektrohydraulischen Versuchsmodellregelstrecke mit dem einer entsprechenden Analogrechnersimulation verglichen und anhand von Untersuchungen im Frequenz- und Zeitbereich mit Hilfe eines Hybridrechners in Übereinstimmung gebracht. Abschließend werden typische Merkmale der elektrohydraulischen Regelstrecke erörtert.

3.1 STRUKTURBILD DER STRECKE

Stellt man die Gleichungen für das Systemverhalten der Einzelelemente aus Abschnitt 2 zusammen, so erhält man das in Bild 3.1a dargestellte Strukturbild der Regelstrecke.

Ausgegangen wird hier zunächst von der Stellung y des Hauptsteuerkolbens als Eingangsgröße. Für die hydraulische Verbindung ist wahlweise das Speichermodell von Kap. 2.3.1 (wie hier dargestellt) oder auch das Leitungsmodell mit verteilten Parametern (Bild 2.11 bzw. 2.12) einzusetzen.

In der hier vorliegenden Form beschreibt das Strukturbild ein nichtlineares System mit drei Energiespeichern, das entsprechend durch drei nichtlineare Differentialgleichungen erster Ordnung darzustellen sein wird.

3.2 ZUSAMMENSTELLUNG DES DIFFERENTIALGLEICHUNGSSYSTEMS FÜR DIE REGELSTRECKE

Die dem Strukturbild Bild 3.1a zugeordneten Gleichungen haben in Gestalt von Differentialgleichungen 1. Ordnung folgende Form

$$\begin{aligned} C_1 \cdot \dot{p}_1 &= V_1[y, p_1] - K_M \omega_M - G_{Mi} \cdot (p_1 - p_2) - G_{Ma} \cdot p_1 - B[p_1 - p_2] , \\ C_2 \cdot \dot{p}_2 &= -V_2[y, p_2] + K_M \omega_M + G_{Mi} \cdot (p_1 - p_2) - G_{Ma} \cdot p_2 + B[p_1 - p_2] , \\ J \cdot \dot{\omega}_M &= K_M(p_1 - p_2) - d \cdot \omega_M - R[\omega_M] - m_{sc} . \end{aligned} \quad (3.1)$$

Zur Normierung werden die um den halben Systemdruck $p_0/2$ verschobenen und auf den Systemdruck selbst bezogenen Drücke P_1 und P_2 eingeführt.

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{p_1 - p_0/2}{p_b} , \\ P_2 &= \frac{p_2 - p_0/2}{p_b} , \end{aligned} \quad \text{mit } p_b = p_0 . \quad (3.2)$$

Die Öffnungsbreite einer Steuerkante des Hauptsteuerkolbens wird bezogen auf die maximal mögliche Öffnung $y_b = y_0 + y_{\max}$, wobei der Kolben sich in der Endlage $y = y_{\max}$ befindet.

$$\begin{aligned} Y_0 + Y &= \frac{y_0 + y}{y_b} , \\ Y_0 - Y &= \frac{y_0 - y}{y_b} , \end{aligned} \quad \text{mit } y_b = y_0 + y_{\max} . \quad (3.3)$$

Als Bezugsvolumenstrom wird ein Wert q_b gewählt, der bei einem Druckabfall von $p_0/2$ und maximaler Öffnung durch eine Steuerkante fließt. Die auf diesen Wert bezogenen Volumenströme für Ventil und Motor werden ebenfalls durch Großbuchstaben gekennzeichnet.

$$Q_{index} = \frac{q_{index}}{q_b} \quad \text{mit } q_b = K_v \cdot y_b \cdot \left(\frac{p_b}{2} \right)^n . \quad (3.4)$$

Die Gleichung (2.6) für die Ventilverströme erhält dann folgende Form

$$\begin{aligned} Q_{V1} &= 2^n \cdot \left\{ [Y_0 + Y] \cdot \left(\frac{1}{2} - P_1 \right)^n - [Y_0 - Y] \cdot \left(\frac{1}{2} + P_1 \right)^n \right\} = v_1[Y, P_1] , \\ Q_{V2} &= 2^n \cdot \left\{ [Y_0 + Y] \cdot \left(\frac{1}{2} + P_2 \right)^n - [Y_0 - Y] \cdot \left(\frac{1}{2} - P_2 \right)^n \right\} = v_2[Y, P_2] \end{aligned} \quad (3.5)$$

mit den nichtlinearen Funktionen v_1 und v_2 . Von Bedeutung wird später noch folgende Symmetrieeigenschaft dieser Funktionen sein:

$$v_1[\gamma, p] = v_2[\gamma, -p]. \quad (3.6)$$

Die Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle wird bezogen auf einen Wert ω_{Mb} , der sich beim Bezugsvolumenstrom q_b und theoretisch idealem Drehmotor ergibt (vgl. Kapitel 2.4). Sie ist damit gleich dem bezogenen theoretischen Motorvolumenstrom Q_{Mth} . Es ist also

$$\Omega = \frac{\omega_M}{\omega_b} \quad \text{mit} \quad \omega_{Mb} = \frac{1}{K_M} \cdot q_b \quad \text{und} \\ Q_{Mth} = \frac{q_{Mth}}{q_b} = \Omega. \quad (3.7)$$

Entsprechende Zusammenhänge gelten zwischen Motor-Drehmoment M_M und Druckdifferenz $p_1 - p_2$

$$p_1 - p_2 = \frac{p_b}{p_b} \cdot (p_1 - p_2), \\ M_M = \frac{m_M}{m_b} = p_1 - p_2 \quad \text{mit} \quad m_b = K_M \cdot p_b. \quad (3.8)$$

Mit diesen Beziehungen erhält das Gleichungssystem (3.1) die Form

$$C_1 \cdot \frac{p_b}{q_b} \cdot \dot{p}_1 = v_1[\gamma, p_1] - \Omega - G_{Mc} \cdot \frac{p_b}{q_b} \cdot (p_1 - p_2) \\ - G_{Ma} \cdot \frac{p_b}{q_b} \cdot \left(p_1 + \frac{1}{2}\right) - b[p_1 - p_2], \\ C_2 \cdot \frac{p_b}{q_b} \cdot \dot{p}_2 = -v_2[\gamma, p_1] + \Omega + G_{Mc} \cdot \frac{p_b}{q_b} \cdot (p_1 - p_2) \\ - G_{Ma} \cdot \frac{p_b}{q_b} \cdot \left(p_2 + \frac{1}{2}\right) + b[p_1 - p_2], \\ \frac{J}{K_M^2} \cdot \frac{q_b}{p_b} \cdot \dot{\Omega} = p_1 - p_2 - \frac{d}{K_M p_b} \cdot \Omega - \tau[\Omega] - P_{st}. \quad (3.9)$$

Dabei sind die nichtlinearen Funktionen $r[\]$ und $b[\]$ entsprechend aus den Funktionen $R[\]$ und $B[\]$ hervorgegangen. Die Störlastung m_{st} ist in eine dimensionslose Störlastung P_{st} umgerechnet gemäß

$$P_{st} = \frac{1}{\kappa_M \cdot p_b} \cdot m_{st} . \quad (3.10)$$

Führt man neben den Ausdrücken für Q_{v1} und Q_{v2} folgende Abkürzungen ein:

$$\begin{aligned} T_{C1,2} &= C_{1,2} \cdot \frac{p_b}{q_b} && \text{Kapazitätszeitkonstante} \quad [\text{sec}] , \\ T_J &= \frac{J}{\kappa_M^2} \cdot \frac{q_b}{p_b} && \text{Trägheitszeitkonstante} \quad [\text{sec}] , \\ \left. \begin{aligned} g_{Mi} &= G_{Mi} \cdot \frac{p_b}{q_b} \\ g_{Ma} &= G_{Ma} \cdot \frac{p_b}{q_b} \end{aligned} \right\} && \text{verallgemeinerte Motorleitwerte} \quad [-] , \\ \tau_M &= d \cdot \frac{1}{\kappa_M p_b} && \text{verallgemeinerter Motorwiderstand} \quad [-] , \end{aligned} \quad (3.11)$$

so erhält man das Differentialgleichungssystem

$$\begin{aligned} T_{C1} \cdot \dot{P}_1 &= v_1 [Y, P_1] - \Omega - g_{Mi} \cdot (P_1 - P_2) - g_{Ma} \cdot (P_1 + \frac{1}{2}) - b [P_1 - P_2] , \\ T_{C2} \cdot \dot{P}_2 &= -v_2 [Y, P_2] + \Omega + g_{Mi} \cdot (P_1 - P_2) - g_{Ma} \cdot (P_2 + \frac{1}{2}) + b [P_1 - P_2] , \\ T_J \cdot \dot{\Omega} &= P_1 - P_2 - \tau_M \cdot \Omega - r [\Omega] - P_{st} . \end{aligned} \quad (3.12)$$

Die zugehörige Blockstruktur in dimensionsloser Schreibweise ist in Bild 3.1b dargestellt.

Wenn man voraussetzt, daß beide hydraulische Speicher die gleiche Kapazität haben und die äußeren Leckverluste zu vernachlässigen sind, was bei guten Servomotoren vertretbar ist, zeigt sich, daß die ersten beiden Gleichungen nicht voneinander unabhängig sind. Ersetzt man in der ersten Gleichung P_1 durch $-P_2$ und P_2 durch $-P_1$, so erkennt man auf Grund der Symmetrieeigenschaften der Ventilfunktionen v_1 und v_2 (Gleichung (3.6))

$$v_1 [Y, P_1 = -P_2] = v_2 [Y, P_2], \quad (3.13)$$

daß die erste Gleichung identisch mit der zweiten ist. Die normierten Drücke genügen demnach der Beziehung

$$P_2 = -P_1,$$

d.h. die beiden Kammerdrücke p_1 und p_2 stellen sich immer symmetrisch um den halben Versorgungsdruck $p_0/2$ ein.

Vom Standpunkt der Systemtheorie lassen sich die beiden Drücke P_1 und P_2 nicht unabhängig voneinander über die Stellgröße Y einstellen. Es sollen kurz Gemeinsamkeiten und Unterschiede im Vergleich mit den linearisierten Beziehungen erörtert werden. Dabei wird sich zeigen, daß auch hier das zugehörige lineare System aus der Sicht der Zustandsraumdarstellung nur unter gewissen Voraussetzungen steuerbar ist.

Die Linearisierung wird vorgenommen um einen stationären Betriebspunkt B_0 , der gekennzeichnet ist durch Mittelstellung des Ventils, stehenden Motor und gleiche Drücke in den Kammern 1 und 2 (letztere sind nur dann gleich dem halben Systemdruck $p_0/2$, wenn der äußere Leckstrom Null ist). Kennzeichnet man die von diesem Punkt gezählten Variablen mit einem Querstrich, so gilt für die Ventilvolumenströme $Q_{v1,2}$

$$\begin{aligned} \overline{Q}_{v1,2} &= \frac{\partial \overline{Q}_{v1,2}}{\partial Y} \cdot \overline{Y} + \frac{\partial \overline{Q}_{v1,2}}{\partial P_{i,2}} \cdot \overline{P}_{i,2}, \\ \overline{Q}_{v1} &= k_Y \cdot \overline{Y} - k_P \cdot \overline{P}_1, \\ \overline{Q}_{v2} &= k_Y \cdot \overline{Y} + k_P \cdot \overline{P}_2. \end{aligned} \quad (3.14)$$

(Berechnung ohne Störgröße und ohne nichtlineare Reibungskennlinie).

Gibt man zusätzlich von unterschiedlichen Kapazitätszeitkonstanten T'_{c1} und T'_{c2} aus, so lautet Gleichung (3.12) in der Darstellung des Zustandsraumes /z.B. 30 /

$$\begin{bmatrix} \dot{\bar{P}}_1 \\ \dot{\bar{P}}_2 \\ \dot{\bar{Q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{T'_{c1}} \cdot (-k_p - g_{M1} - g_{Ma}) & \frac{1}{T'_{c1}} \cdot g_{M1} & -\frac{1}{T'_{c1}} \\ \frac{1}{T'_{c2}} \cdot g_{M1} & \frac{1}{T'_{c2}} \cdot (-k_p - g_{M1} - g_{Ma}) & \frac{1}{T'_{c2}} \\ \frac{1}{T_f} & -\frac{1}{T_f} & \frac{r_M}{T_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{P}_1 \\ \bar{P}_2 \\ \bar{Q} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_Y \\ -k_Y \\ 0 \end{bmatrix} Y \quad (3.15)$$

$$\underline{\dot{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b} \cdot \underline{u}$$

Dieses System ist genau dann nicht steuerbar, wenn die Steuerbarkeitsmatrix

$$\underline{M} = [b, A \cdot b, A^2 \cdot b] \quad (3.16)$$

singular bzw. ihre Determinante Null ist. Diese Determinante berechnet sich zu

$$\det \underline{M} = k_Y \cdot \frac{1}{T'_{c1}} \cdot \frac{1}{T'_{c2}} \cdot \frac{1}{T_f} \cdot 2 \cdot \left(\frac{1}{T'_{c2}} - \frac{1}{T'_{c1}} \right) (k_p + g_{Ma})^2 + k_Y \cdot \frac{1}{T'_{c1}} \cdot \frac{1}{T'_{c2}} \cdot \frac{1}{T_f} \cdot 2 \cdot \left(\frac{1}{T'_{c1}} - \frac{1}{T'_{c2}} \right) (k_p + g_{Ma}) \cdot r_M \quad (3.17)$$

Demnach ist das System nicht steuerbar, wenn

a) beide Kapazitätszeitkonstanten gleich sind

$$T_{c1} = T_{c2} = T_c$$

oder

b) die Ventilvolumenströme im Betriebspunkt B_0 nicht druckabhängig sind ($k_p=0$) und äußere Leckverluste nicht auftreten ($g_{Ma}=0$).

Das nichtsteuerbare, linearisierte System 3. Ordnung läßt sich dann zurückführen auf eine steuerbare Form 2. Ordnung. Die Übertragungsfunktionen zwi-

schen den Zustandsgrößen und dem Systemeingang haben je eine gemeinsame Pol- und Nullstelle, die selbst bei kleinen Abweichungen vom Zustand a) oder b) dicht beieinander liegen /16/. Ein solches System 3. Ordnung wäre dann nur schwach steuerbar.

Auch das nichtlineare System kann nun wie folgt in eine steuerbare Form überführt werden:

Durch Subtraktion der zweiten von der ersten Systemgleichung (3.12) erhält man unter Vernachlässigung des äußeren Leckvolumenstromes bei $T_{c1}' = T_{c2}' = T_c'$ mit $g_M = g_{Mi}$:

$$\frac{T_c'}{2}(\dot{P}_1 - \dot{P}_2) = \frac{v_1[Y, P_1] + v_2[Y, P_2]}{2} - \Omega - g_{Mi}(P_1 - P_2) - b[P_1 - P_2] \quad (3.18)$$

Macht man sich die Tatsache zunutze, daß $P_2 = -P_1$ ist, und führt ferner den Differenzdruck

$$P = P_1 - P_2 = 2 \cdot P_1 = -2 \cdot P_2 \quad (3.19)$$

ein, so ergibt sich:

$$\begin{aligned} \frac{v_1[Y, P_1] + v_2[Y, P_2]}{2} &= \frac{Q_{v1} + Q_{v2}}{2} \\ &= 2^n \cdot \left\{ [Y_0 + Y] \cdot \left[\left(\frac{1}{2} - P_1 \right)^n + \left(\frac{1}{2} + P_2 \right)^n \right] \right. \\ &\quad \left. - [Y_0 - Y] \cdot \left[\left(\frac{1}{2} + P_1 \right)^n + \left(\frac{1}{2} - P_2 \right)^n \right] \right\} \\ &= [Y_0 + Y] \cdot (1 - P)^n - [Y_0 - Y] \cdot (1 + P)^n \\ &= Q_v = v[Y, P] \quad (3.20) \end{aligned}$$

Das Ersatzsystem kann also beschrieben werden durch einen resultierenden Ventilvolumenstrom Q_v , der gleich dem arithmetischen Mittel aus den tatsächlichen Ventilvolumenströmen ist und einem Differenzdruck P bzw. p , der immer symmetrisch zum halben Systemdruck $p_0/2$ angeordnet ist. Das Modell ist nach wie vor nichtlinear, aber von zweiter Ordnung.

Mit

$$T_c = \frac{1}{2} \cdot T_c' \quad , \quad g_M = g_{Mi}$$

gilt dann das Gleichungssystem

$$\begin{aligned} T_c \cdot \dot{P} &= v[Y, P] - \Omega - g_M \cdot P - b[P] \quad , \\ T_f \cdot \dot{\Omega} &= P - r_M \cdot \Omega - r[\Omega] - P_{st} \quad . \end{aligned} \quad (3.21)$$

Das zugehörige Blockschaltbild hat sich gegenüber der Ausgangsfassung stark vereinfacht und ist in Bild 3.2 dargestellt.

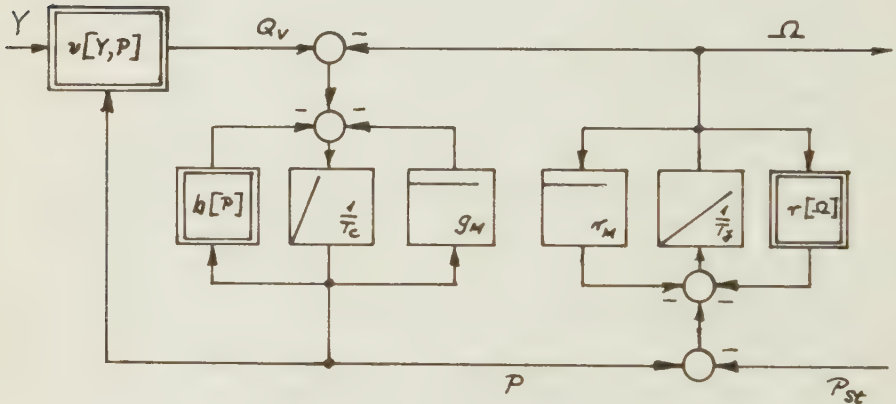
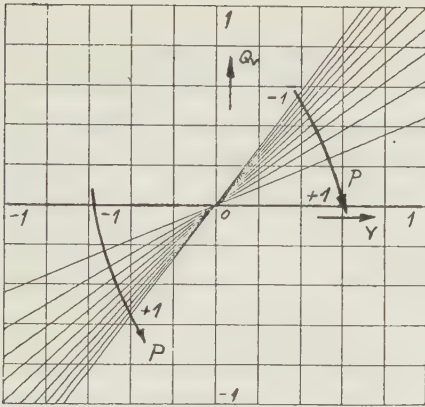


Bild 3.2: Blockschaltbild für die Strecke 2. Ordnung

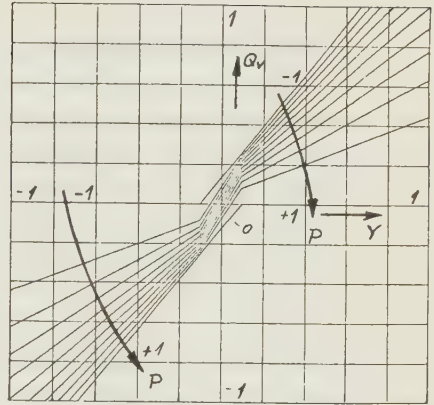
Die nichtlineare Ventilfunktion $Q_v = v(Y, P)$ ist dargestellt in

- Bild 3.3 in Abhängigkeit von der Kolbenstellung Y mit P als Scharparameter; in Bild 3.4 desgleichen mit einer negativen Überdeckung von 10%,
- Bild 3.5 in Abhängigkeit vom Druck P mit Y als Scharparameter; in Bild 3.6 desgleichen mit einer negativen Überdeckung von 10%.

Man erkennt deutlich, daß das Übertragungsverhalten von Y nach Q_v stark vom Druck P abhängig ist. Insbesondere geht die Signalverstärkung $\partial Q_v / \partial Y$ für $Y > 0$, $P \rightarrow 1$ und $Y < 0$, $P \rightarrow -1$ auf Null zurück.

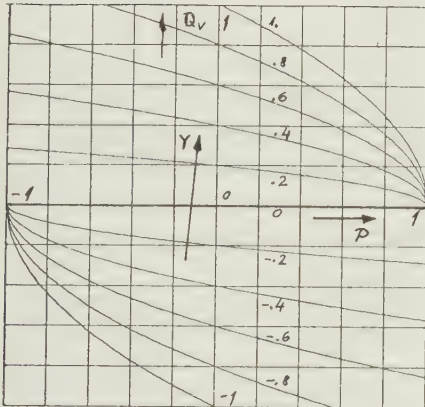


ohne Überdeckung

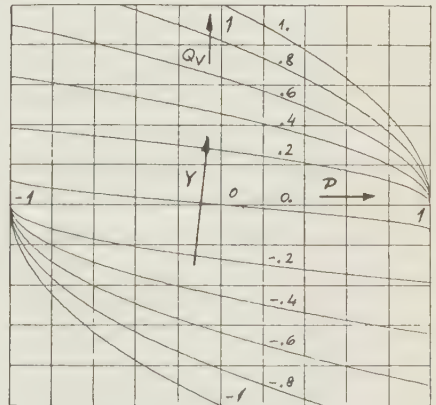


mit 10% Überdeckung

Bild 3.3; 3.4: Ventilkennlinien, Scharparameter P



ohne Überdeckung



mit 10% Überdeckung

Bild 3.5; 3.6: Ventilkennlinien, Scharparameter Y

Das große Überdeckungsverhältnis von 10% ist hier nur zur Verdeutlichung des Einflusses auf den Kennliniencharakter angenommen worden. Normalerweise verwendet man Ventile mit Nullüberdeckung bzw. mit geringer negativer Überdeckung, um eine positive Überdeckung zu vermeiden, die zu einer toten Zone bei der Signalübertragung führen würde.

Die Auswirkungen der nichtlinearen Ventilkennlinie auf die Systemeigenschaften wird später noch zu erörtern sein.

3.3 UNTERSUCHUNGEN AN EINER MODELLREGELSTRECKE

Geht man von einem realen elektrohydraulischen Servoantrieb aus, so stellt sich die Frage, ob die bisher aufgestellten vereinfachten Gleichungen und das zugehörige Strukturbild in der Lage sind, das Verhalten eines solchen Systems genügend genau wiederzugeben. Selbstverständlich sind für derartige Systeme erheblich ausführlichere Modelle entwickelt worden. In Hinblick auf die Regelung einer Strecke ist es jedoch für die Einsicht in das Systemverhalten und die Reglerauslegung immer von Vorteil, wenn man sich ein relativ einfaches Streckenmodell erlauben kann, das in seinen charakteristischen Eigenschaften mit denen der realen Regelstrecke übereinstimmen muß.

Zur Modellüberprüfung wurde hier ein elektrohydraulischer Versuchsstand betrachtet, der wie in Bild 2.1 aufgebaut ist /25/. Parallel dazu wurde ein Echtzeit-Analogrechenmodell entwickelt, das den bisher aufgestellten mathematischen Beziehungen entspricht. Beide Systeme konnten nach Voruntersuchungen am Servoantrieb mit Hilfe eines Hybridrechensystems parallel untersucht und in Übereinstimmung gebracht werden.

3.3.1 Verfahren zur meßtechnischen Systemuntersuchung mit Hilfe des Hybridrechners

Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens linearer Systeme verwendet man aus der Klasse der deterministischen Funktionen als Systemeingangssignale Sprungfunktionen, Rampenfunktionen und harmonische Signale. Obwohl alle zugehörigen Ausgangssignale dann theoretisch exakt auf das Systemverhalten schließen lassen, bestehen bei der praktischen Anwendung der Untersuchungsmethoden doch deutliche Unterschiede.

Die Sprung- bzw. Rampenantwort eines Systems kann im Vergleich zum Frequenzverfahren innerhalb kurzer Zeit aufgenommen werden. Ihre Form läßt aber häufig nicht die Systemanteile mit relativ kleinen Zeitkonstanten genügend deutlich hervortreten.

Bei der Messung des Frequenzganges linearer Systeme wird dagegen das Systemverhalten selektiv für verschiedene Frequenzen ermittelt und ergibt häufig einen genaueren Rückschluß auf die Eigenverzögerungen des Systems. Dem steht als Nachteil gegenüber, daß eine Serie von Messungen bei verschiedenen Frequenzen vorzunehmen ist, um das Ergebnis in Form von Ortskurven oder BODE-Diagrammen darzustellen.

Bei der Vermessung von Systemen mit Nichtlinearitäten lassen sich im allgemeinen weder im Zeit- noch im Frequenzbereich die Systemkenngrößen direkt ermitteln. Wohl aber kann man unter Verwendung eines geeigneten Modells mit einstellbaren Parametern, wie es etwa eine Analogrechengaltung darstellt, das gesuchte Systemverhalten annähernd beschreiben.

Die Aufnahme von Übergangsfunktionen des nichtlinearen elektrohydraulischen Servosystems, das elektrisch angesteuert wird und dessen Ausgangsgrößen wieder in Form elektrischer Spannungen vorliegen, bereitet keine Schwierigkeiten. Aus den oben genannten Gründen ist zusätzlich die Systemuntersuchung mit harmonischen Eingangssignalen wünschenswert.

Die Vielfalt der auszuwertenden nichtlinearen Systemantworten ist im Vergleich zum linearen Fall größer. Bei der Anregung mit Sprungeingangssignalen wird die Form des Ausgangssignals normalerweise nicht nur von der

Höhe des Sprunges, sondern zusätzlich auch vom Betriebspunkt abhängen. Die Systemuntersuchung mit harmonischen Testsignalen ergibt im allgemeinen zwar periodische, aber keine sinusförmigen Ausgangsgrößen mehr. Ihre überschwingungsbehaftete Kurvenform hängt neben der Frequenz des Eingangssignals auch von dessen Amplituden ab. Auch die Mittelwerte von Ein- und Ausgangsschwingung sind unter Umständen in Betracht zu ziehen. Selbst wenn man sich bei den periodischen Ausgangssignalen auf die Untersuchung des grundharmonischen Anteils beschränkt, wie es bei der Methode der Beschreibungsfunktion /29/ üblich ist, wäre die Auswertung ohne Rechneinsatz schwierig und zeitraubend.

Für die Frequenzanalyse werden von der Meßgeräteindustrie Geräte angeboten, die abhängig von der Ausführung und vom Preis unterschiedlichen Komfort bieten. Ein solches Gerät mit einer für diese Untersuchungen gewünschten Flexibilität stand hier nicht zur Verfügung.

Dafür wurde ein sehr leistungsfähiges Programmsystem für den Hybridrechner entwickelt, das die Frequenzanalyse selbsttätig durchführt und auswertet. Es soll im folgenden kurz beschrieben werden.

3.3.1.1 Grundlagen

Geht man davon aus, daß bei Erregung eines nichtlinearen Systems mit einem harmonischen Eingangssignal $y(t)$ das zu untersuchende Ausgangssignal $x(t)$ sich im eingeschwungenen Zustand periodisch mit der gleichen Periodendauer um einen Mittelwert $a_0/2$ ändert, so kann man das Signal $x(t)$ in eine Fourier-Reihe entwickeln.

$$\begin{aligned} y(t) &= y_0 \sin(\omega t), \\ x(t) &= \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \sin(k\omega t) + b_k \cos(k\omega t) \end{aligned} \quad (3.22)$$

Dabei sind die Fourierkoeffizienten

$$\begin{aligned} a_k &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} x(t) \cdot \sin(k\omega t) d(\omega t), \\ b_k &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} x(t) \cdot \cos(k\omega t) d(\omega t). \end{aligned} \quad (3.23)$$

Unter der Beschreibungsfunktion $N(y_o, i\omega)$ versteht man dann das Verhältnis der komplexen Grundschiwingung des Ausgangssignals zu der des Eingangssignals

$$N(y_o, i\omega) = |N(y_o, i\omega)| \cdot e^{i\varphi(y_o, \omega)}$$

mit $|N(y_o, i\omega)| = \frac{1}{y_o} \cdot \sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ (3.24)

und $\varphi(y_o, \omega) = \arctan \frac{b_1}{a_1}$

Die Integration kann sich zur Erhöhung der Genauigkeit bei der Auswertung auch auf ein Vielfaches m der vollen Periode erstrecken.

$$a_k = \frac{1}{\pi m} \cdot \int_0^{m2\pi} x(t) \cdot \sin(k\omega t) \cdot d(\omega t)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi m} \cdot \int_0^{m2\pi} x(t) \cdot \cos(k\omega t) \cdot d(\omega t) \quad (3.25)$$

Es läßt sich zeigen, daß durch diese Erhöhung der Meßdauer der Einfluß von Störungen vermindert wird, die dem Meßsignal $x(t)$ überlagert, aber nicht mit ihm korreliert sind. Das Meßverfahren entspricht dem Sonderfall einer orthogonalen Korrelation, bei dem die Kreuzkorrelationsfunktionen zwischen den orthogonalen Sinus- bzw. Cosinusfunktionen am Systemeingang und der Systemausgangsfunktion gebildet werden /29/.

Bei der Untersuchung linearer Systeme treten am Systemausgang nur sinusförmige Signale auf. Bei Variation der Eingangsfrequenz liefert das Verfahren dann die Frequenzgangfunktion des linearen Systems.

3.3.1.2 Struktur des Hybridrechenprogramms

Grundsätzlich ist es denkbar, die notwendigen Rechenoperationen der Gleichungen (3.23) und (3.24) analog auszuführen. Da ein solcher Schaltungsaufbau am Analogrechner sehr aufwendig ist und insbesondere bei langsamen Vorgängen hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Bauelemente stellt, wurde hier der gesamte Rechenablauf vom Digitalteil des hybriden Rechensystems EAI 640/680/690 übernommen. Die Verbindung zum Versuchsobjekt besteht dann nur noch aus dem harmonischen Ansteuersignal und den jewei-

ligen Meßsignalen sowie dazwischenliegenden Digital-Analog- bzw. Analog-Digitalwandlern. Auf diese Weise lassen sich mit minimaler Vorbereitungszeit Frequenzgänge bzw. Beschreibungsfunktionen von Analogrechenmodellen und realen Systemen messen.

Das harmonische Eingangssignal wird in digitaler Stufung ausgegeben, der analoge Systemausgang mit gleicher Frequenz abgetastet. Die Anzahl der Werte pro Periode ist frei wählbar, wobei sich eine Unterteilung in 40 bis 50 Abschnitte als sinnvoll erwies. Die Fehler, die durch die Diskretisierung des Eingangssignals für Betrag und Amplitude der Beschreibungsfunktion entstehen, werden näherungsweise in die Berechnung einbezogen.

Da die eigentliche Messung erst im eingeschwungenen Zustand des Systems vorzunehmen ist, läßt sich eine feste Vorlaufzeit für diesen Einschwingvorgang einstellen.

Die Integrationen gemäß Gleichung (3.23) werden nach dem Simpson-Verfahren vorgenommen /40/.

Die Versuchsergebnisse lassen sich direkt in Listenform und graphischer Darstellung (BODE-Diagramm) ausgeben. Wahlweise können sie auf einem Plattensystem des Rechners bzw. auf Magnetbändern zur späteren Verwendung abgelegt werden.

Das Programm erlaubt neben der Auswertung der Grundwelle des Ausgangssignals gleichermaßen die der höheren harmonischen Anteile. Wegen seiner schnellen Verfügbarkeit ist es über diesen Rahmen hinaus auch für zahlreiche andere Untersuchungen verwendet worden.

Bild 3.7 zeigt ein vereinfachtes Flußbild des Programmablaufs.

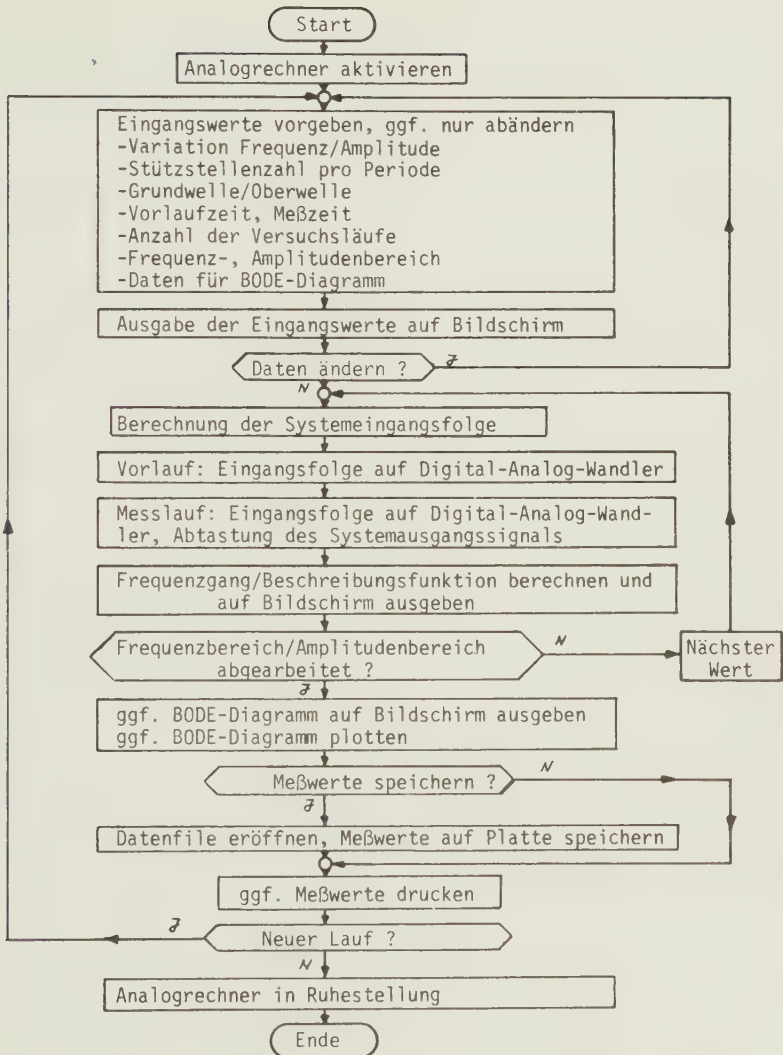


Bild 3.7: Flußbild des Hybridrechenprogramms zur Messung der Beschreibungsfunktion

3.3.2 Vergleich zwischen Modellregelstrecke und Simulation

Die vorliegende Versuchsregelstrecke wurde bezüglich ihres statischen und dynamischen Verhaltens verglichen mit einem Analogrechenmodell, das den bisher besprochenen Gleichungen entspricht.

Gemessen wurden zu diesem Zweck die statischen Kennlinien des Servoventils aus Differenzdruckabfall und Volumenstrom. Die Motorkonstante des Hydromotors konnte aus Messungen von Volumenstrom und Motordrehzahl ermittelt werden. Da der Differenzdruck aufgetragen über der Drehzahl Aufschluß über die Reibungsverluste im Motor gibt, ließen sich hieraus der lineare und nichtlineare Anteil des Reibmomentes berechnen. Die hydraulische Kapazität wurde nicht direkt gemessen, sondern über Parametervariation am Analogrechner bestimmt. Gleichermaßen wurden die laminaren Leckverluste im Servosystem sowie das Zeitverhalten des Servoventils ohne Berücksichtigung der Vorsteuerbegrenzung abgeschätzt.

Versuchsregelstrecke und Analogrechnermodell wurden durch zahlreiche Messungen mit Hilfe von Übergangsfunktionen im Zeitbereich und mit dem beschriebenen Hybridrechenprogramm im Frequenzbereich miteinander verglichen. Dabei ließen sich beide Systeme in gute Übereinstimmung bringen. Bild 3.8 und 3.9 zeigen beispielsweise die Beschreibungsfunktionen für Motordrehzahl und Differenzdruck mit dem Ventilstrom als Eingangssignal. Variiert wurde die Frequenz der Erregung; aufgetragen sind die Kurven mit dem Scharparameter des bezogenen Ventilstromes.

Bei der Simulation des Servosystems wurde für das Ventil Nullüberdeckung angenommen, die Kapazitätszeitkonstanten beider Leitungen wurden als gleich vorausgesetzt. Nach den vorliegenden Ergebnissen ist eine solche Beschreibung offenbar genügend genau.

Die ermittelten Werte sind im Anhang zusammengestellt./26,27/

• Bild 3.8: Beschreibungsfunktion (Drehzahl)
(Parameter Y)

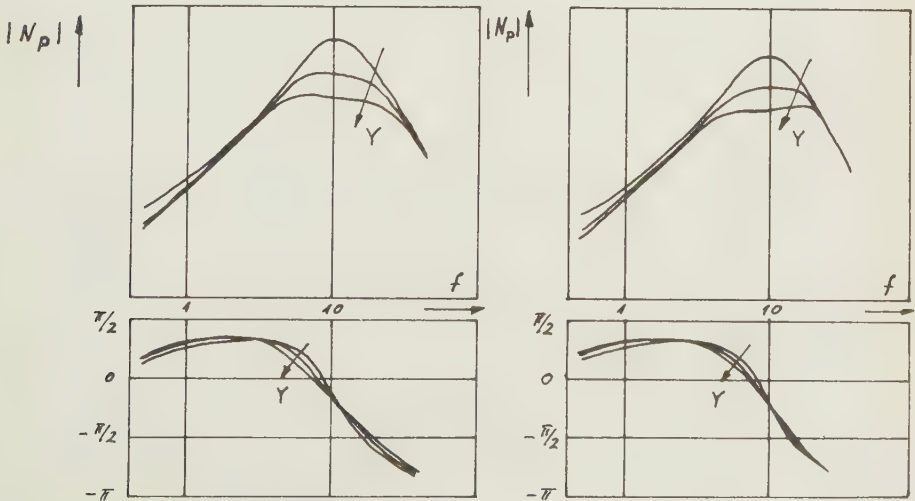
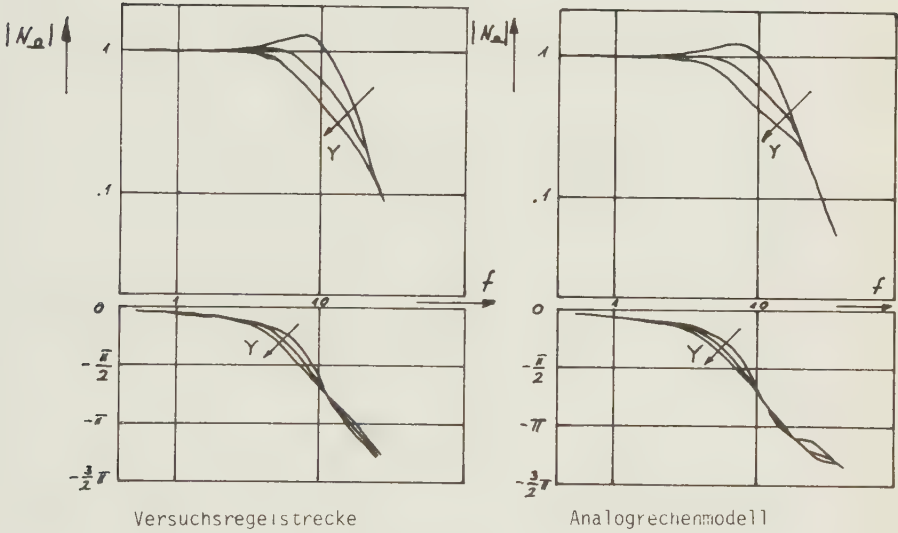


Bild 3.9: Beschreibungsfunktion (Druck)
(Parameter Y)

3.4 DISKUSSION DES STRECKENVERHALTENS

Für die künftige Regelung mit Zustandsreglern sollen hier zuvor einige wesentliche Merkmale des Streckenverhaltens diskutiert werden. Sie sind teils grundsätzlicher Natur, d.h. durch die Struktur des Systems bedingt; einige andere Eigenschaften werden stark durch die Parameter beeinflusst.

3.4.1 Einfluß der Ventilnichtlinearität

Das Blockschaltbild Bild (3.2) gibt die Struktur der nichtlinearen Strecke an. Die Messungen zeigen, daß

- die Kapazitätszeitkonstante T_C erheblich kleiner ist als die Trägheitskonstante T_g . Hier ergibt sich ein Verhältnis von $T_g/T_C \approx 156$,
- der relative Motorleckleitwert sehr klein ist ($g_M \approx 0,029$), während der bezogene Motorwiderstand $r_M \approx 0,37$ beträgt.

Den Übergangsfunktionen der Regelstrecke sieht man folgendes typische Verhalten an (Bild 3.10):

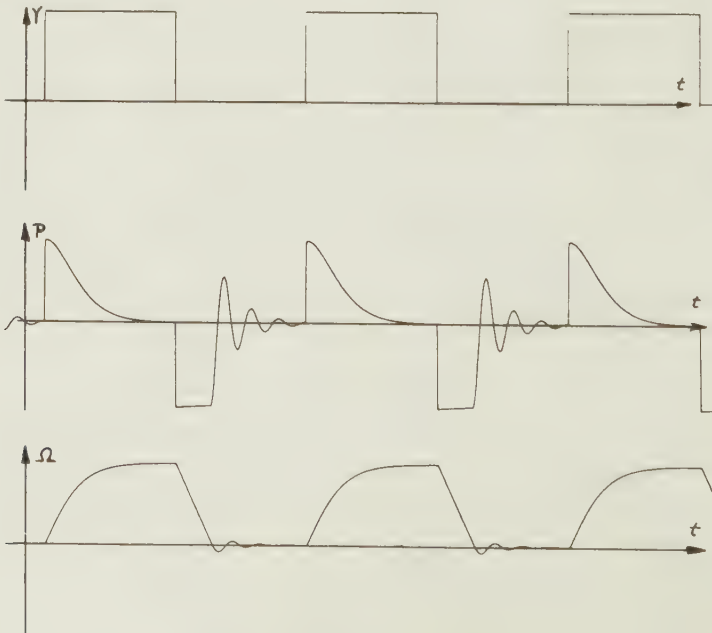


Bild 3.10: Sprungantwort der Regelstrecke

Sprünge aus dem Nullpunkt in eine Endlage verlaufen offenbar erheblich stärker gedämpft als die Sprünge in den Ursprung zurück. Dieses Verhalten ist durch die nichtlineare Ventilfunktion bedingt und läßt sich wie folgt erklären.

Dazu sei an die Kennlinie des Servoventils erinnert (Gl. (3.20)):

$$Q_v = [Y_o + Y] \cdot (1 - P)^n - [Y_o - Y] \cdot (1 + P)^n.$$

Unter der Annahme eines nullüberdeckten Ventils erhält man daraus

$$Q_v = Y \cdot (1 - P \cdot \text{sign } Y)^n. \quad (3.26)$$

Linearisiert man diese Beziehung um einen stationären Betriebspunkt B_o , so gilt

$$\Delta Q_v = \left. \frac{\partial Q_v}{\partial Y} \right|_{B_o} \cdot \Delta Y + \left. \frac{\partial Q_v}{\partial P} \right|_{B_o} \cdot \Delta P \quad (3.27)$$

mit

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_v}{\partial Y} &= (1 - P_{B_o} \cdot \text{sign } Y_{B_o})^n = k_y, \\ \frac{\partial Q_v}{\partial P} &= -Y_{B_o} \cdot n \cdot (1 - P_{B_o} \cdot \text{sign } Y_{B_o})^{n-1} = -k_p. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Das zugehörige Blockschaltbild für das Kleinsignalverhalten ohne nichtlinearen Reibungsterm und ohne Druckbegrenzung zeigt Bild 3.11.

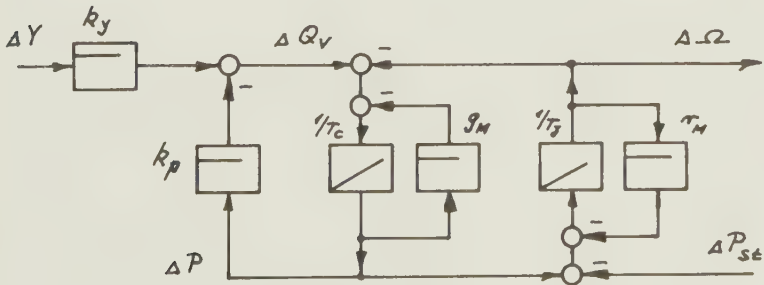


Bild 3.11: Blockschaltbild zum Kleinsignalverhalten der Regelstrecke

Die Übertragungsfunktionen betragen für $P_{St} = 0$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta Q(s)}{\Delta Y(s)} &= \frac{k_y}{1+(k_p+g_M)\tau_M} \cdot \frac{1}{1 + \frac{T_J(k_p+g_M) + T_C\tau_M}{1+(k_p+g_M)\tau_M} s + \frac{T_J \cdot T_C}{1+(k_p+g_M)\tau_M} s^2} \\ \frac{\Delta P(s)}{\Delta Y(s)} &= \frac{k_y}{1+(k_p+g_M)\tau_M} \cdot \frac{\tau_M + T_J s}{1 + \frac{T_J(k_p+g_M) + T_C\tau_M}{1+(k_p+g_M)\tau_M} s + \frac{T_J \cdot T_C}{1+(k_p+g_M)\tau_M} s^2} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Das Systemverhalten ist von 2. Ordnung mit der Eigenfrequenz ω_0 und der Dämpfung D gemäß

$$\begin{aligned} \omega_0 &= \sqrt{\frac{1+(k_p+g_M)\tau_M}{T_J \cdot T_C}} , \\ D &= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{T_J \cdot T_C}} \cdot \frac{T_J(k_p+g_M) + T_C\tau_M}{\sqrt{1+(k_p+g_M)\tau_M}} . \end{aligned} \quad (3.30)$$

Aus (3.28) und (3.30) folgt, daß die Eigenfrequenz und die Dämpfung mit steigenden Werten von Y_{B_0} und P_{B_0} zunehmen.

Offensichtlich ist die Abhängigkeit der Dämpfung und Eigenfrequenz vom Eingangssignal entgegen vielen Darstellungen auch noch gegeben, wenn die Kennlinien $Q_v = v[Y, P]$ nicht gekrümmt, sondern gerade wie bei einem linearen Widerstandsgesetz für die Drosselströmung wären ($n=1$).

Im Nullpunkt ist ein solches System offenbar am schlechtesten gedämpft. Bei der Reglerauslegung geht man von diesem Betriebspunkt aus, da er der ungünstigste Fall bezüglich der Dynamik der Regelstrecke ist.

Da hier wie auch allgemein bei hydraulischen Antrieben $T_J \gg T_C$ ist, beeinflußt der Motorleckleitwert g_M die Dämpfung erheblich stärker als die Motorwiderstände.

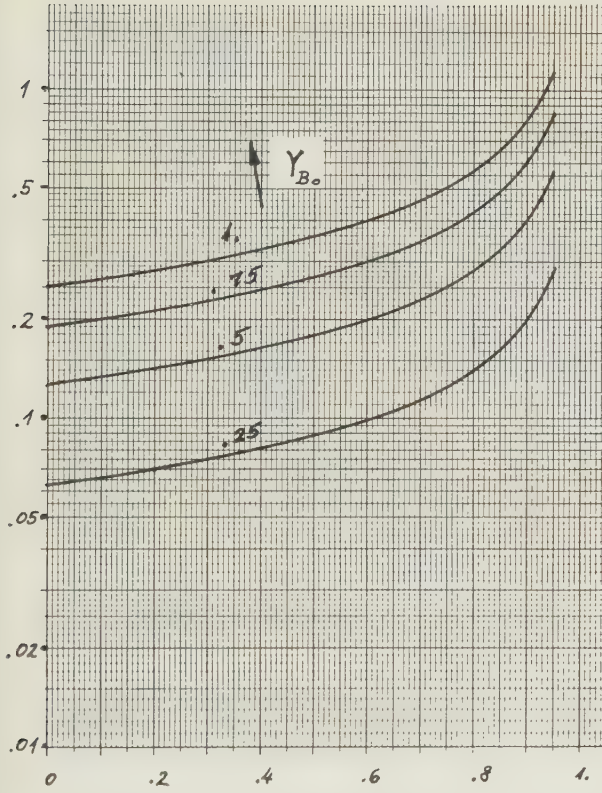


Bild 3.12 zeigt die genannte Abhängigkeit der Dämpfung vom Druck P_{B0} und vom Eingang Y_{B0} für den Fall verschwindender Werte von Motorreibung und -leckleitwert.

Die genannten Erscheinungen sind typisch für hydraulische Servosysteme, sie werden in einigen Arbeiten, insbesondere im Frequenzbereich, näher untersucht /z.B.9, 16 /.

$$\uparrow \frac{D}{\sqrt{\frac{T_x}{T_c}}}$$

Bild 3.12: Dämpfung D in Abhängigkeit vom Arbeitspunkt B_0 ($n = \frac{1}{2}$)

Für den idealen Fall, daß die Kapazitätszeitkonstante T_c zu Null wird, entnimmt man dem Differentialgleichungssystem (3.21) bei verschwindender Motorreibung und -leakage für $Y \geq 0$ mit (3.26)

$$T_x \cdot \ddot{\Omega} + \left(\frac{-\Omega}{Y} \right)^{1/n} = 1 - P_{se} \quad (3.31)$$

Die Lösung dieser RICCATI'schen Differentialgleichung (1. Ordnung) für einen Eingangssprung aus dem Nullpunkt auf $Y = Y_1$ ergibt für $n = \frac{1}{2}$

$$\Omega(t) = Y_1 \cdot \frac{1 - e^{-\frac{2}{T_x} t}}{1 + e^{-\frac{2}{T_x} t}} \cdot (1 - P_{se}) \quad (3.32)$$

mit der sogenannten Hochlaufzeitkonstanten

$$\tau = T_J \cdot Y_1 \quad . \quad (3.33)$$

Die Steigung im Nullpunkt beträgt

$$\dot{\Omega}(t_0) = \frac{Y_1}{\tau} (1 - P_{st}) = \frac{1}{T_J} (1 - P_{st}) \quad (3.34)$$

Im Gegensatz zum Verhalten bei linearen Systemen 1. Ordnung ist diese Größe und damit die Motorbeschleunigung unabhängig von der Eingangssprunghöhe. Der Druck P erreicht demnach unmittelbar nach dem Sprung den vollen Wert $P = 1$, eine sehr positive Eigenschaft infolge des nichtlinearen Einflusses. Die Details sind ausführlich in /5/ niedergelegt. Im Zusammenhang mit den Begrenzungen (Kap. 3.4.3) kommt ihnen noch besondere Bedeutung zu.

3.4.2 Einfluß der Leitungsmodelle

Das verwendete elektrohydraulische Servosystem ist insofern ungünstig aufgebaut, als Servoventil und Hydromotor durch Schläuche miteinander verbunden sind.

In der Praxis sollte man eine solche Anordnung vermeiden, da sie die Eigenfrequenz des Antriebs herabsetzt. Gemäß Kapitel 2.3.1 erhöht eine elastische Wandung die resultierende Ersatzkompressibilität β_e und damit die für die Eigenfrequenz (3.30) maßgebliche Kapazitätszeitkonstante T_C (3.21). Die Rückrechnung von T_C auf die Kompressibilität ergibt ein Verhältnis von $\beta_e/\beta_0 = 6,7$. Bild 2.9 ist zu entnehmen, daß bei einem mittlerem Druck von $p_0/2 = 32$ bar offenbar der Federungseinfluß der Wandung die entscheidende Rolle spielt. Zudem ist die Ersatzkompressibilität nicht mehr so stark von Lufteinschlüssen und vom Druck abhängig.

Diese Eigenschaften wurden hier in Kauf genommen, da durch die verminderte Eigenfrequenz das Zeitverhalten des Servoventils nicht mehr so stark in die Abhängigkeit des grundsätzlichen Einflusses der Ventilsnichtlinearität auf das Regelverhalten eingeht.

Es ist hier ferner zu prüfen, ob bei der Längserstreckung der Leitung bei den vorliegenden Parametern die Annahme des Speichermodells noch zulässig ist.

Dazu normiert man die Leitungsgleichungen (2.23) auf die bisher verwendeten Bezugsgrößen p_b und q_b :

$$P_a(s) = P_e(s) \cdot ch(sT) - Q_e(s) \cdot Z' \cdot sh(sT), \quad (3.35)$$

$$Q_a(s) = -P_e(s) \cdot \frac{1}{Z'} \cdot sh(sT) + Q_e(s) \cdot ch(sT),$$

$$\text{mit } Z' = \frac{q_b}{p_b} \cdot Z = \sqrt{\frac{q_b}{p_b \cdot C}} \cdot \sqrt{\frac{q_b \cdot L}{p_b}} = \sqrt{\frac{T_L}{T_C}}, \quad (3.36)$$

$$T' = T \cdot \sqrt{T_L \cdot T_C}.$$

Setzt man die Größen am Ein- und Ausgang mit Hilfe des Übertragungsmatrizenkalküls /z.B. 28/ zu einander in Beziehung, so ist für die Leitung 1

$$\begin{bmatrix} Q \\ P \end{bmatrix}_{Le1} = \underbrace{\begin{bmatrix} ch(sT) & -\frac{1}{Z'} \cdot sh(sT) \\ -Z' \cdot sh(sT) & ch(sT) \end{bmatrix}}_{\underline{U}_L} \cdot \begin{bmatrix} Q \\ P \end{bmatrix}_{Le1}. \quad (3.37)$$

Die Übertragungsmatrix der Leitung einschließlich der konzentrierten Widerstände $r_L/2$ am Eingang und Ausgang der Leitung ergibt sich mit

$$\begin{bmatrix} Q \\ P \end{bmatrix}_{Le1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{r_L}{2} & 1 \end{bmatrix} \cdot \underline{U}_L \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{r_L}{2} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q \\ P \end{bmatrix}_{Le1} = \underline{U}_L' \cdot \begin{bmatrix} Q \\ P \end{bmatrix}_{Le1}, \quad (3.38)$$

$$\text{zu } \underline{U}_L' = \begin{bmatrix} ch(sT) + \frac{1}{Z'} \cdot \frac{r_L}{2} \cdot sh(sT) & -\frac{1}{Z'} \cdot sh(sT) \\ r_L \cdot sh(sT) - Z' \cdot sh(sT) - \left(\frac{r_L}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{Z'} \cdot sh(sT) & \frac{r_L}{2} \cdot sh(sT) \cdot \frac{1}{Z'} + ch(sT) \end{bmatrix}.$$

Der quadratische Term in r_L kann dabei vernachlässigt werden ($r_L \approx 0,028$, $Z \approx 0,69$).

Für die zweite Leitung ist aus Symmetriegründen

$$\begin{bmatrix} -Q \\ P \end{bmatrix}_{Le2} = \begin{bmatrix} \underline{U}_L' \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -Q \\ P \end{bmatrix}_{Le2}$$

$$\text{oder } \begin{bmatrix} Q \\ -P \end{bmatrix}_{Le2} = \underline{U}_L' \cdot \begin{bmatrix} Q \\ -P \end{bmatrix}_{Le2}. \quad (3.39)$$

Bild 3.13 zeigt die Anordnung der Elemente für die Berechnung mit Hilfe von Übertragungsmatrizen.

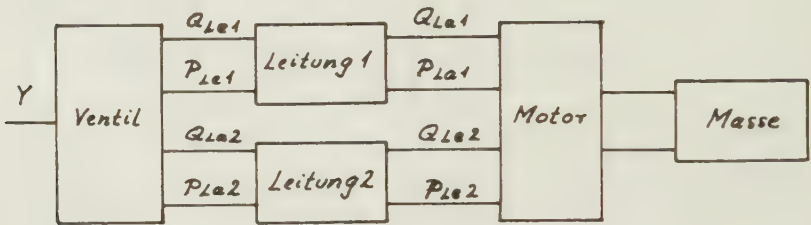


Bild 3.13: Zur Berechnung mit Übertragungsmatrizen

Zu berechnen ist nun eine Beziehung zwischen der Motordrehzahl Ω und dem Ventilvolumenstrom Q_V , um zu überprüfen, welche Unterschiede sich bei Annahme des Leitungs- bzw. des Speichermodells ergeben.

Addiert man die Gleichungen (3.38) und (3.39), so erhält man

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{2}(Q_{L1} + Q_{L2}) \\ P_{L1} - P_{L2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U'_{L11} & \frac{1}{2} U'_{L12} \\ 2 U'_{L21} & U'_{L22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(Q_{L1} + Q_{L2}) \\ P_{L1} - P_{L2} \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

Die Koordinaten entsprechen genau den reduzierten Werten an Ventil und Motor (Gl. (3.20)), wobei kein einheitlicher Druck P , sondern die voneinander verschiedenen Drücke P_V am Ventil und P_M am Motor

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}(Q_{L1} + Q_{L2}) &= Q_V, & \frac{1}{2}(Q_{L1} + Q_{L2}) &= Q_M, \\ P_{L1} - P_{L2} &= P_V, & P_{L1} - P_{L2} &= P_M. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Eingang und Ausgang der Steuerkette sind über eine Gesamtübertragungsmatrix miteinander verbunden

$$\begin{bmatrix} \Omega \\ P_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_{11} & U_{12} \\ U_{21} & U_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_V \\ P_V \end{bmatrix} = \underline{U} \cdot \begin{bmatrix} Q_V \\ P_V \end{bmatrix} \quad \text{mit der Matrix}$$

$$\underline{U} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -(T_f s + r_M) & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -g_M \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} ch(sT) + \frac{1}{Z'} \cdot \frac{r_L}{2} \cdot sh(sT) & -\frac{1}{2Z'} \cdot sh(sT) \\ -2r_L \cdot ch(sT) - 2Z' \cdot sh(sT) & \frac{r_L}{2Z'} \cdot sh(sT) + ch(sT) \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

Gesucht ist die Beziehung zwischen $Q_V(s)$ und $\underline{Q}(s)$. Die Übertragungsfunktion lautet

$$\frac{\underline{Q}(s)}{Q_V(s)} = \frac{\det \underline{U}}{U_{22}} = \frac{1}{U_{22}} \quad (3.43)$$

Die Determinante von $\underline{U}$ hat offensichtlich den Wert 1, da alle Übertragungsmatrizen selbst die Determinante 1 besitzen.

Damit wird

$$\frac{\underline{Q}(s)}{Q_V(s)} = \left\{ ch(sT) [1 + g_M (T_f s + r_M)] + sh(sT) [r_L + r_M + T_f s] \cdot \frac{1}{2Z'} \right\}^{-1} \quad (3.44)$$

und im Frequenzbereich

$$\frac{\underline{Q}(i\omega)}{Q_V(i\omega)} = \cos(\omega T) (1 + g_M \cdot r_M) - \sin(\omega T) \left(\frac{\omega \cdot T_f}{2Z'} \right) + i \left[\cos(\omega T) (g_M \cdot \omega \cdot T_f) + \sin(\omega T) \left(\frac{r_L + r_M}{2Z'} \right) \right] \quad (3.45)$$

Zur Kontrolle dieses Modells mit den beiden konzentrierten Strömungswiderständen (vgl. Bild 2.12) läßt sich der entsprechende Frequenzgang für ein System mit verteiltem Leitungswiderstand in gleicher Weise berechnen. Man erhält für $\omega \gg r_L/T_L$ und $g_M = 0$

$$\frac{\underline{Q}(i\omega)}{Q_V(i\omega)} = \left\{ ch\left(\frac{r_L}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_C}{T_L}}\right) \left[\cos(\omega \sqrt{T_L \cdot T_C}) - \frac{\omega \cdot T_f}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_C}{T_L}} \cdot \sin(\omega \sqrt{T_L \cdot T_C}) \right] + i sh\left(\frac{r_L}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_C}{T_L}}\right) \left[\sin(\omega \sqrt{T_L \cdot T_C}) - \frac{\omega \cdot T_f}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_C}{T_L}} \cdot \sin(\omega \sqrt{T_L \cdot T_C}) \right] \right\}^{-1} \quad (3.46)$$

Bild 3.14 zeigt im BODE-Diagramm die Amplitudengänge für diese beiden Modelle sowie für das Speichermodell, aufgetragen über einer Frequenz, die auf die Eigenfrequenz des Systems $\omega_0 = 1/\sqrt{T_J \cdot T_C}$ (vgl. Gl. (3.29)) im verlustfreien Fall bezogen ist. Das Modell mit verteilten Parametern ist wegen der Näherung im Bereich der Eigenfrequenz nicht gültig; im Bereich höherer Frequenzen stellt es die Verhältnisse am genauesten dar. Die Kurven tangieren jeweils zwei Geraden vom Amplitudenabfall 20 dB/Dekade (Bild 3.14) bei folgenden Frequenzverhältnissen

$$\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)_v = \frac{1}{2} \cdot \left(\nu \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{T_J}{T_C}} + \sqrt{\left(\nu \cdot \frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{T_J}{T_C} - 4} \right), \quad (3.47)$$

$\nu = 2, 4, 6, \dots$ obere Gerade,

$\nu = 1, 3, 5, \dots$ untere Gerade.

Die zugehörigen Amplitudenwerte sind dort gegeben durch

$$\left| \frac{Q}{Q_v} \right|_v = \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)_v \cdot k \left(\frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{T_C}{T_J}} \right). \quad (3.48)$$

Bild 3.15 verdeutlicht den Einfluß eines Motorleckleitwertes (Modell mit konzentrierten Widerständen). Die Resonanzen werden wie beim einfachen Speichermodell deutlich gemindert (vgl. Dämpfung im Abschnitt 3.4.1). Der hier vorliegende viskose Reibungsanteil τ_M hat nach weiteren Untersuchungen praktisch keinen Einfluß.

Das Verhältnis der ersten Resonanzfrequenz infolge des verteilten Leitungsmodells zur Eigenfrequenz beträgt hier etwa 56. Die Ausführungen zeigen, daß die Annahme des Speichermodells gerechtfertigt erscheint.

3.4.3 Einfluß von Begrenzungen

Das elektrohydraulische Servosystem enthält einige Begrenzungen, die sich im Verhalten der Strecke deutlich bemerkbar machen und deren Einflüsse bei der Auslegung von Reglern zu beachten sind.

Es wird zunächst wieder das Übergangsverhalten der Winkelgeschwindigkeit bei sprungartiger Änderung der Position des Hauptsteuerkolbens aus dem bzw. in den Nullpunkt betrachtet. Das prinzipielle Übergangsverhalten, das sich im Fall verschwindender Motorreibung und -leckage ergibt, ist im Bild 3.16 in Gestalt einer Phasenebene festgehalten, in der die Motorwinkelgeschwindigkeit Ω über dem Differenzdruck P aufgetragen ist.

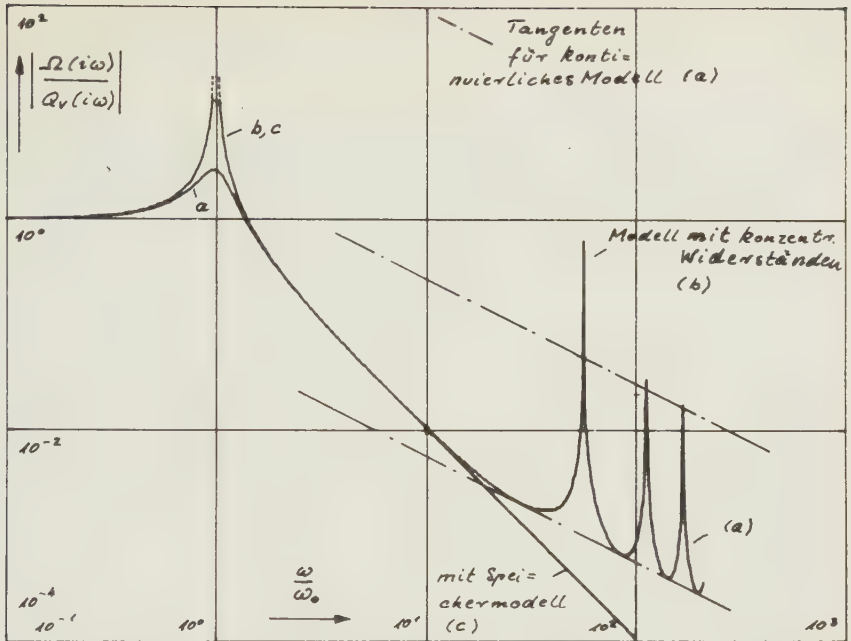


Bild 3.14: BODE-Diagramm für Speichermodell und kontinuierliche Modelle mit verteilten und konzentrierten Widerständen (ohne Motorleckstrom)

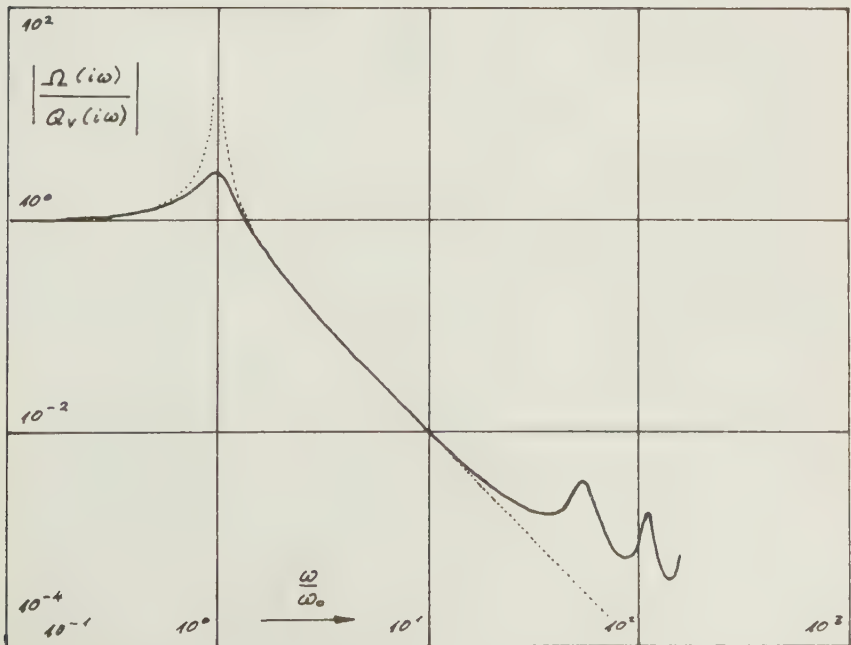


Bild 3.15: BODE-Diagramm für kontinuierliches Modell mit konzentrierten Widerständen und Motorleckstrom

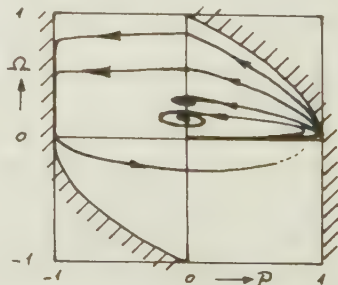
Beim Hochlauf wird die Endgeschwindigkeit, wie bereits erwähnt, bei kleineren Sprunghöhen nur noch mit Überschwingern angenommen. Der Differenzdruck steigt dabei zu Beginn sehr schnell bis auf den Systemdruck, überschreitet ihn aber nicht (vgl. Kap. 3.4.1).

Wird das Ventil im Anschluß daran sprungartig geschlossen, so steigt der Differenzdruck wegen der kleinen Kapazitätszeitkonstante wiederum schnell in entgegengesetzter Richtung an. Sofern man keine Zusatzbegrenzung des Differenzdruckes maximal auf den Systemdruck vornimmt, wird der Druck in einer der Kammern bis unter den Dampfdruck bzw. den Gasausscheidruck der Flüssigkeit sinken und damit zu Kavitationserscheinungen führen. Der Druck in der anderen Kammer wird sogar über den Systemdruck hinaus ansteigen, um die trägen Massen abzubremesen. Diese Vorgänge ließen sich nur unter Verwendung eines Systems 3. Ordnung (vgl. Gl.(3.12)) simulieren, da in diesem Fall der Differenzdruck nicht mehr symmetrisch um den halben Systemdruck angeordnet ist.

Um die Kavitation zu vermeiden, kann man als Begrenzung die schon in Kap. 2.4 beschriebene Druckbegrenzungsschaltung mittels Druckbegrenzungsventil vornehmen. Bei einem geregelten System ist damit zu rechnen, daß die innere Begrenzung einer Zustandsgröße auf das Regelverhalten Auswirkungen zeigt. Eine andere Möglichkeit besteht darin, diese Druckbegrenzung durch das Servoventil selbst mit Hilfe einer geeigneten Regelung vorzunehmen. Im Bild 3.16 ist der Verlauf des Rücksprunges für das begrenzte System dargestellt. Der Einlauf in den Nullpunkt geschieht bei den getroffenen Annahmen natürlich ungedämpft.

Die Erhöhung der Systemdämpfung, etwa durch die Erhöhung des Motorleckstromes mit Hilfe einer parallel zum Motor angeordneten Drossel, schafft hier keine sinnvolle Abhilfe.

Bild 3.16: Beschleunigungs- und Bremsvorgang beim begrenzten System



Das zeigt folgende Überlegung: Sobald das Ventil im Idealfall exakt geschlossen ist, verhalten sich die nachfolgenden Systeme linear. Durch eine schon erwähnte Erhöhung der Dämpfung D mit einem zusätzlichen Motorleckstrom über eine By-Pass-Drossel könnte man erreichen, daß der Differenzdruck beim Bremsen den Wert $P = 1$ nicht erreicht und damit keine Kavitation mehr auftritt. Der Maximalwert des Druckes P_{Max} bezogen auf die Rücksprunghöhe des Ventileingangs Y_R berechnet sich mit den Zeitkonstanten T_Z und T_C in einem System 2. Ordnung zu:

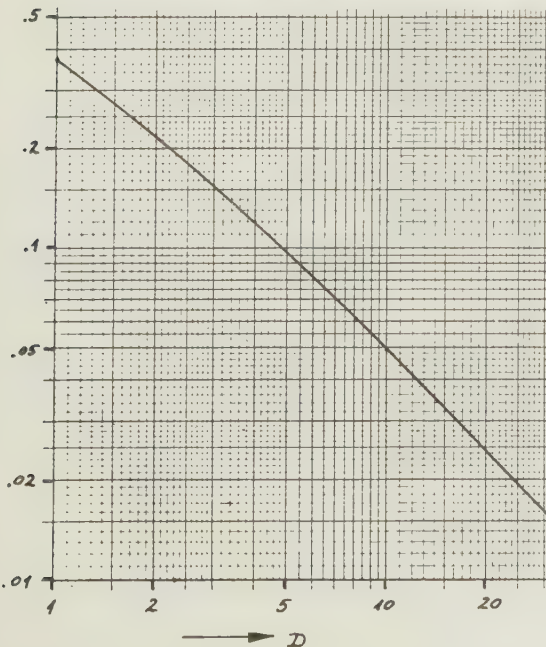
$$\frac{P_{\text{max}}}{Y_R} \cdot \sqrt{\frac{T_C}{T_Z}} = f_D(D) \quad (D > 1),$$

$$f_D(D) = \frac{1}{2\sqrt{D^2-1}} \cdot \left[\left(\frac{D - \sqrt{D^2-1}}{D + \sqrt{D^2-1}} \right)^{\frac{2-\sqrt{D^2-1}}{2\sqrt{D^2-1}}} - \left(\frac{D - \sqrt{D^2-1}}{D + \sqrt{D^2-1}} \right)^{\frac{D+\sqrt{D^2-1}}{2\sqrt{D^2-1}}} \right].$$

Die Funktion $f_D(D)$ ist in Bild 3.17 dargestellt. Das Verhältnis von $\sqrt{T_C/T_Z}$ ist bei hydraulischen Systemen wegen des schnellen Druckaufbaus immer kleiner als eins (hier etwa 0,08). Beim Rücksprung aus maximaler Stell-

größe $Y_R = 1$ benötigt man demnach eine Dämpfung von $D \approx 6$; bei halbem Wert $Y_R = 1/2$ immerhin noch $D \approx 2,9$.

Die Erhöhung der Dämpfung D auf derartige Werte ist nicht sinnvoll.



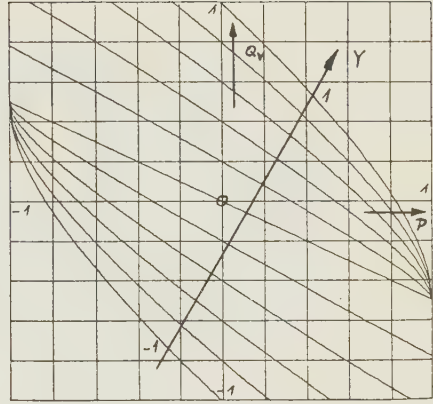
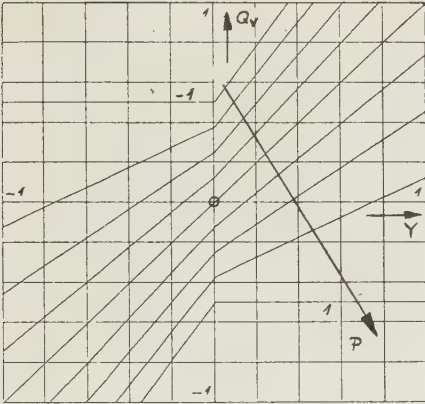
$$\frac{P_{\text{max}}}{Y_R} \cdot \sqrt{\frac{T_C}{T_Z}}$$

Bild 3.17: $f_D(D)$

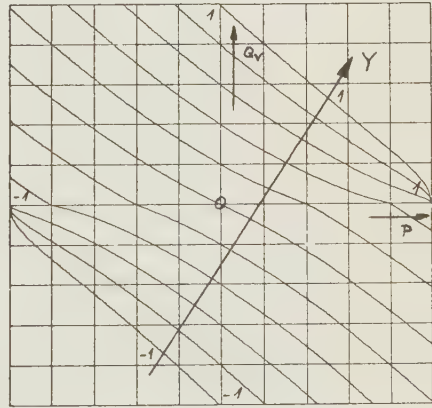
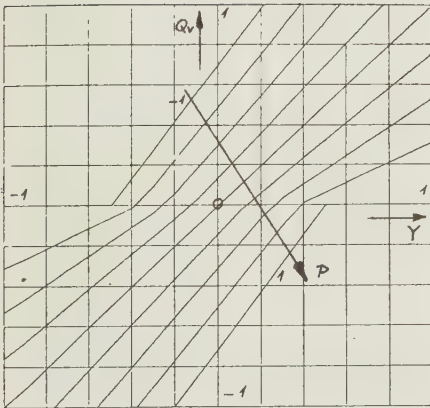
Einerseits wird damit das Verhalten der Strecke unnötig verlangsamt. Zum anderen hat eine derartig hohe Dämpfung einen ungünstigen Einfluß auf das Lastverhalten des Kreises. Die gute Steifigkeit hydraulischer Antriebe gegenüber Belastungen ist ja gerade in der Nähe des Nullpunktes durch die geringe Rückwirkung des Druckes auf den Volumenstrom des Ventils gegeben. Zur Vermeidung dieser Effekte wird häufig der Druck über ein hydraulisches oder elektrisches differenzierendes Glied mit Verzögerung 1. Ordnung auf die Regelstrecke zurückgeführt, wofür sich der Ausdruck "Hochpaßfilterung" eingebürgert hat. Auch sogenannte "geschaltete Lastdruckrückführungen", die abhängig von Differenzdruck und Geschwindigkeit eine Druckrückführung vornehmen, sind näher untersucht worden /10/. Es wird sich zeigen, daß man näherungsweise diese Schaltungen als Sonderfälle bestimmter Reglerkonzeptionen mit Zustandsreglern ansehen kann.

Diese Aussagen gelten auch für weitere Maßnahmen, die zu einer Erhöhung der Druckrückwirkung auf den Ventildurchfluß beitragen. Dazu zählen die elektrische Druckrückführung und die negative Überdeckung des Hauptsteuerschiebers. Abgesehen von der Erhöhung der Systemnachgiebigkeit bieten derartige Rückführungen allerdings den Vorteil, daß die Kennlinien des Servoventils gemeinsam mit der Rückführung insbesondere in Nullpunkt-nähe zunehmend linearisiert werden, dort die Kennlinien also in etwa parallel und im gleichen Abstand verlaufen. Bild 3.18 zeigt dies (stark übertrieben) für eine Druckrückwirkung durch erhöhten Leckstrom parallel zum Motor und für eine elektrische Druckrückwirkung bei einem nullüberdecktem Ventil. Die Neigung $-\frac{\partial Q}{\partial P}$ ist dabei proportional zur Dämpfung D des Systems (vgl. Gl. (3.30)).

Als weiterer begrenzender Einfluß ist die Volumenstrombegrenzung zu nennen, die sich durch die geometrisch bedingte maximale Öffnung des Hauptsteuerschiebers bei konstantem Versorgungsdruck ergibt. Sie ist keine feste Begrenzung im üblichen Sinne, sondern hängt von der Größe des Differenzdruckes ab.



Leckstromrückführung ($g_L = 0,5$)



Druckrückführung (Rückführverstärkung $k = 0,5$)

Bild 3.18: Linearisierender Einfluß von Rückführungen

Der Volumenstrom kann ferner durch den Volumenstrom der Versorgungspumpe im Druckaggregat begrenzt sein. Im Servosystem wird man den maximalen Ventilvervolumenstrom kleiner ansetzen müssen als den Pumpenvolumenstrom, da sonst der Regelbereich des bei der Versorgung notwendigen Maximaldruckventils überschritten wird und der Versorgungsdruck erheblich abnimmt. Nur bei kurzem Spitzenbedarf ist der Hydraulikspeicher der Versorgung in der Lage, einen höheren Volumenstrom zu liefern (vgl. Kap. 2.1).

Die genannten Begrenzungen engen das Kennlinienfeld des Ventils in der in Bild 3.19 dargestellten Weise ein.

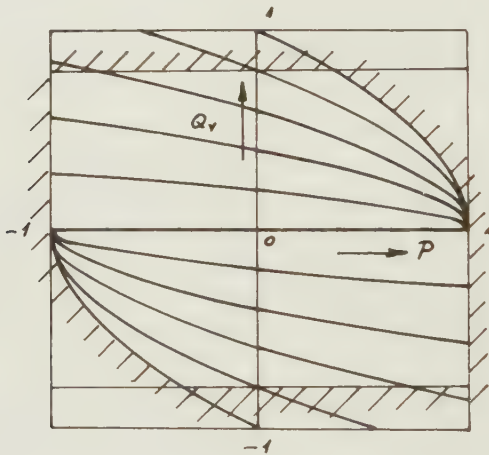


Bild 3.19: Begrenzungen des Ventilkennlinienfeldes

Der elektrische Leistungsverstärker zur Ansteuerung des Servoventils ist als elektrisches Stellglied ebenfalls auf einen maximalen Strom begrenzt, der der maximalen Öffnung des Hauptsteuerkolbens entspricht.

Genannt wurde bereits in Kap. 2.2.1 die begrenzte Stellgeschwindigkeit des Hauptsteuerkolbens durch die Vorsteuerstufe.

4 DIE ZUSTANDSREGELUNG

4.1 ALLGEMEINE BEMERKUNGEN

Elektrohydraulische Regelungssysteme sind in der industriellen Praxis weit verbreitet. Insbesondere für Antriebsaufgaben, bei denen gleichzeitig kleine Baugröße und gegenüber Belastungen geringe Empfindlichkeit gefordert wird, haben sie neben den stark konkurrierenden elektrischen Antrieben einen eigenen Platz.

Die Regelungskonzepte, die dafür bisher in der überwiegenden Anzahl der praktischen Anwendungsfälle ausgeführt sind, basieren auf den klassischen Reglern P, PI und PID, wobei man insbesondere bei den hier vorliegenden schwach gedämpften Systemen weitere Maßnahmen wie die Unterlagerung von Hilfsregelgrößen oder die Verwendung von Kompensationsnetzwerken mit in die Überlegungen einbezogen hat /18 u.a./. Bei der Reglerauslegung beschränkt man sich häufig auf eine bestimmte Stabilitätsgüte im geschlossenen Regelkreis.

Die Zustandsregelung, die hier zur Regelung des elektrohydraulischen Servosystems herangezogen werden soll, hat eine entsprechend weite Verbreitung - abgesehen von relativ umfangreichen Regelungsaufgaben in der Luft- und Raumfahrt - noch nicht gefunden. Sie bietet gegenüber manchen anderen Verfahren den Vorteil, daß ein Reglerentwurf ausgehend von einfachen Systemen bis zu relativ komplexen Strukturen in systematischer Weise vorgenommen werden kann. Dabei wird dieser Entwurf im Frequenzbereich besonders übersichtlich /33/. Das Zustandsregelungskonzept ist seiner Herkunft nach zunächst für die Regelung linearer Systeme bestimmt. Es erhebt sich in diesem Zusammenhang die Frage, inwieweit sich seine Vorteile für den erörterten nichtlinearen Servoregelkreis nutzen lassen.

Dazu sollen die hier anzuwendenden Verfahren beschrieben werden.

4.2 DAS KONZEPT DER ZUSTANDSREGELUNG

Es wird hier ausgegangen von der Darstellung einer linearen, zeitinvarianten Regelstrecke ohne Durchgriff in Form eines Systems von Differentialgleichungen erster Ordnung gemäß

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}(t) &= \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{b} \cdot u, \\ \underline{y}(t) &= \underline{C} \cdot \underline{x}(t),\end{aligned}\quad (4.1)$$

die zunächst keiner Störung unterliegt. Dabei ist

$\underline{x}(t)$ - Vektor mit n Zustandsgrößen, Dimension $(n \times 1)$,

$u(t)$ - Steuergröße, Dimension (1×1) ,

$\underline{y}(t)$ - Vektor mit m Meßgrößen, Dimension $(m \times 1)$,

$\underline{A}$ - Systemmatrix, Dimension $(n \times n)$,

$\underline{b}$ - Steuervektor, Dimension $(n \times 1)$,

$\underline{C}$ - Ausgangsmatrix, Dimension $(m \times n)$.

Das System wird als vollständig steuerbar und beobachtbar vorausgesetzt.

Die Übertragungsfunktionen zwischen den einzelnen Meßgrößen in $\underline{y}$ und der Steuergröße u kann man in einer Matrizenbeziehung zusammenfassen, die durch Laplace-Transformation des Gleichungssystems (4.1) entsteht:

$$\underline{Y}(s) = \underline{C} \cdot (s \cdot \underline{I} - \underline{A})^{-1} \cdot \underline{b} \cdot U(s). \quad (4.2)$$

Die n Pole dieses Systems lassen sich dabei durch die charakteristische Gleichung

$$\det(s \cdot \underline{I} - \underline{A}) = 0 \quad (4.3)$$

mit $\underline{I}$ als Einheitsmatrix bestimmen.

Bild 4.1 stellt die genannten Zusammenhänge dar.

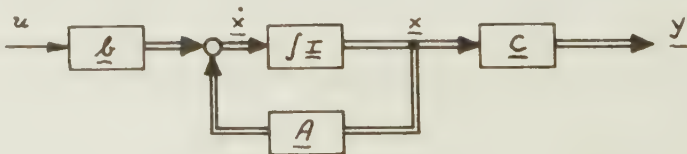


Bild 4.1: Zustandsdarstellung der Strecke

Man setzt eine Steuerfunktion $u(t)$ bestehend aus einer Linearkombination aller Zustandsgrößen $\underline{x}$ und einem Führungseingriff $w(t)$ an zu

$$u = f \cdot w - \tilde{u} = f \cdot w - \underline{k}^T \cdot \underline{x} \quad (4.4)$$

mit $\underline{k}$ - Rückführvektor, Dimension $(n \times 1)$,
 f - Führungsgrößenfaktor, Dimension (1×1) .

Dann ergibt sich für dieses System mit Rückführung:

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= (\underline{A} - \underline{b} \cdot \underline{k}^T) \cdot \underline{x} + \underline{b} \cdot f \cdot w, \\ \underline{y} &= \underline{C} \cdot \underline{x}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Die Eigenwerte des geschlossenen Systems ergeben sich nun aus einer neuen charakteristischen Gleichung

$$\det(s \cdot \underline{I} - \underline{A} + \underline{b} \cdot \underline{k}^T) = 0, \quad (4.6)$$

wobei man zeigen kann, daß sich mit Hilfe dieser Rückführung unter den genannten Voraussetzungen n theoretisch beliebige Eigenwerte vorgeben lassen, wenn nur $\underline{k}$ geeignet gewählt wird / 30 /.

Das Übertragungsverhalten des geschlossenen Systems ist beschrieben durch

$$\underline{Y}(s) = \underline{C}(s \cdot \underline{I} - \underline{A} + \underline{b} \cdot \underline{k}^T)^{-1} \cdot \underline{b} \cdot f \cdot W(s). \quad (4.7)$$

In Bild 4.2 ist der geschlossene Kreis dargestellt.

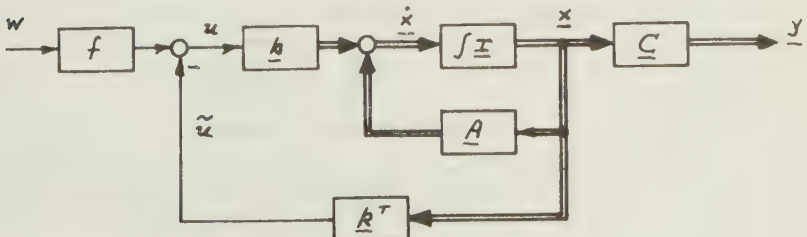


Bild 4.2: Der geschlossene Kreis

Die Zählerausdrücke der einzelnen Übertragungsfunktionen sind bei Systemen mit einem Eingang im geregelten und ungeregelten Fall identisch. Beim geregelten System ist der gemeinsame Nenner vom gleichen Grad n wie der des ungeregelten Systems, ansonsten beliebig.

Alle etwaigen Anfangswerte $\underline{x}(t = 0)$ werden, sofern das charakteristische Polynom (4.6) nur negative Eigenwerte hat, entsprechend der gewählten Dynamik des geschlossenen Systems asymptotisch zu $\underline{0}$ abgebaut.

4.3 DIE BEOBACHTUNG VON ZUSTANDSGRÖßEN

Die Realisierung dieses Regelkonzeptes scheitert zunächst daran, daß die Zustandsgrößen $\underline{x}$ für die Rückführung normalerweise nicht zugänglich sind und sich nur in Sonderfällen aus den Meßgrößen $\underline{y}$ ableiten lassen. Ein Ausweg ist die Konstruktion des sogenannten Beobachters für die Zustandsgrößen.

Dazu konstruiert man ein zur Strecke identisches Streckenmodell mit den Zustandsgrößen $\hat{\underline{x}}$ und steuert auch dieses mit der Steuergröße u an. Wenn alle Anfangszustände beider Systeme identisch wären und keine Störungen aufträten, würden die Zustände $\underline{x}$ und $\hat{\underline{x}}$ gleich verlaufen. Da diese Bedingungen nicht zu gewährleisten sind, führt man die Differenz der meßbaren Ausgangsgrößen $\underline{y} - \hat{\underline{y}}$ über eine Matrix $\underline{D}$ auf das Parallelmodell zurück, um diese Abweichung abzubauen. Ein solches System, das für alle Zustandsgrößen x_i einen Beobachtungswert $\hat{x}_i$ bildet, bezeichnet man als Einheitsbeobachter (Bild 4.3).

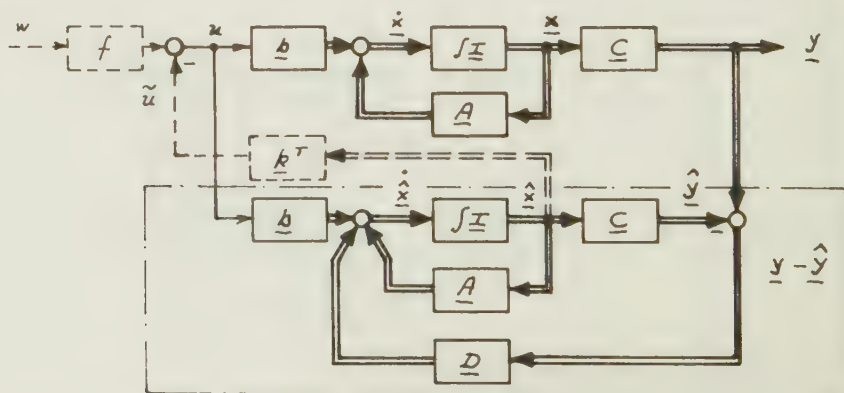


Bild 4.3: Regelkreis mit Einheitsbeobachter (— · — · —)

Sein Zeitverhalten ist gegeben durch die Beziehung

$$\dot{\underline{x}} = (\underline{A} - \underline{D} \cdot \underline{C}) \cdot \underline{x} + \underline{D} \cdot \underline{y} + \underline{b} \cdot u \quad (4.8)$$

mit $\underline{F} = \underline{A} - \underline{D} \cdot \underline{C}.$

Die Unterschiede zwischen den Zustandsgrößen von Strecke und Streckenmodell durch verschiedene Anfangsbedingungen werden gemäß der Beobachterdynamik vollständig abgebaut, der sogenannte Beobachtungsfehler $\underline{x} - \underline{\hat{x}}$ wird zu $\underline{0}$. Der Beobachter hat wie die Strecke die Ordnung n . Seine Eigenwerte berechnen sich aus

$$\det (s \cdot \underline{I} - \underline{A} + \underline{D} \cdot \underline{C}) = \det (s \cdot \underline{I} - \underline{F}) = 0. \quad (4.9)$$

Durch die Wahl von $\underline{D}$ lassen sie sich beliebig vorgeben. Man wird für eine entsprechend gute Beobachtung diese Eigenwerte möglichst "schneller" wählen als die der Regelstrecke bzw. später des geregelten Systems. Die Beobachtereigenbewegungen können jedoch nicht von der Stellgröße u angeregt werden. Sobald das Modell sich an die Anfangsbedingungen angepaßt hat, sind $\underline{x}$ und $\underline{\hat{x}}$ identisch. Demnach geht auch die Beobachterdynamik nicht in das Führungsverhalten ein, auch wenn der Kreis anstelle von $\underline{x}$ mit den Beobachterwerten $\underline{\hat{x}}$ über $\underline{k}^T$ geschlossen wird (gestrichelt in Bild 4.3).

Der Einheitsbeobachter ist im Zeitbereich der sehr anschauliche Sonderfall eines Beobachters für eine Linearkombination $\underline{z}_B$ der Zustandsgrößen $\underline{x}$

$$\underline{z}_B = \underline{T} \cdot \underline{x}, \quad (4.10)$$

wobei die Dimensionen von $\underline{x}$ und $\underline{z}_B$ nicht übereinstimmen müssen. Um für die Stellgröße das lineare Funktional

$$\tilde{u}(t) = \underline{k}^T \cdot \underline{x}(t) \quad (4.11)$$

zu bilden, genügt bei m Meßgrößen ein reduzierter Beobachter von höchstens $(n-m)$ -ter Ordnung in der Form

$$\dot{\underline{z}}_B = \underline{F} \cdot \underline{z}_B(t) + \underline{D} \cdot \underline{y}(t) + \underline{T} \cdot \underline{B} \cdot u(t), \quad (4.12)$$

wozu die Bedingung

$$\underline{T} \cdot \underline{A} - \underline{F} \cdot \underline{T} = \underline{D} \cdot \underline{C} \quad (4.13)$$

einzuhalten ist.

Für $\underline{I} = \underline{I}$ geht (4.12) in die Beziehung für den Einheitsbeobachter über. Der Beobachter kann unter Umständen sogar von geringerer Ordnung sein. Es gilt der Satz, daß ein lineares Funktional $\tilde{u} = \underline{k}^T \cdot \underline{x}$ durch einen Beobachter ($\nu-1$)-ter Ordnung rekonstruiert werden kann /32/. Der Wert ν ist der sogenannte Beobachtbarkeitsindex, für den die Beziehung

$$\nu - 1 \leq n - m \quad (4.14a)$$

gilt. Der Beobachtbarkeitsindex ist definiert als die kleinste Zahl $\nu \geq 0$, für die die Matrix

$$\underline{Q} = \begin{bmatrix} \underline{C} \\ \underline{C} \cdot \underline{A} \\ \vdots \\ \underline{C} \cdot \underline{A}^{\nu-1} \end{bmatrix} \quad (4.14b)$$

den Rang n hat. Die Rückführgröße $\tilde{u}$ für die Regelung wird jetzt mit einer Linearkombination aus $\underline{z}_B$ und $\underline{y}$

$$\tilde{u}(t) = \underline{e}^T \cdot \underline{z}_B(t) + \underline{g}^T \cdot \underline{y}(t) \quad (4.15)$$

gebildet. Bild 4.4 zeigt die zugehörige Anordnung im Blockschaltbild.

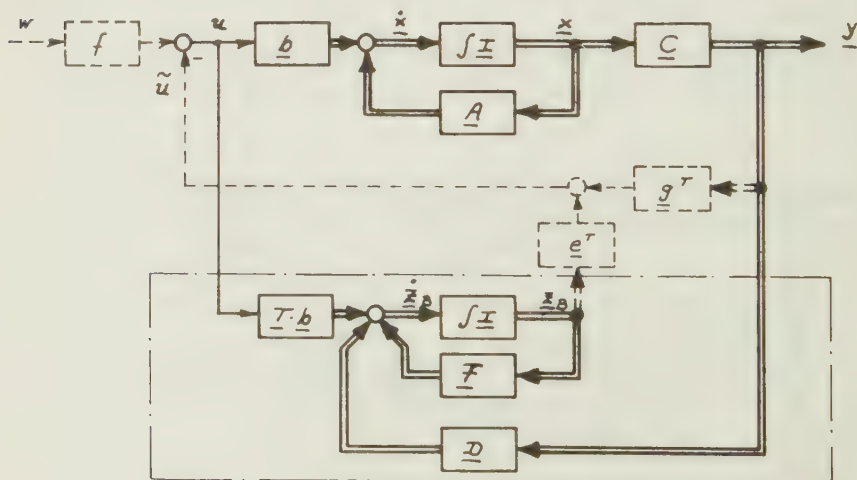


Bild 4.4: Regelkreis mit reduziertem Beobachter (---)

Auch hier passen sich die Systemeigenbewegungen des Beobachters infolge unterschiedlicher Anfangsbedingungen an die zugehörigen Größen der Strecke an. Es ist $\underline{z}_B = \underline{I} \cdot \underline{x}$, der Beobachtungsfehler verschwindet. Demnach stimmen dann (4.15) und (4.11) überein, wenn gilt:

$$\underline{e}^T \cdot \underline{I} + \underline{g}^T \cdot \underline{C} = \underline{k}^T. \quad (4.16)$$

Wie beim Einheitsbeobachter geht auch hier die Beobachterdynamik nicht in das Führungsverhalten ein.

Es sei schon hier darauf hingewiesen, daß bei Störeingriffen diese Beobachter normalerweise den Beobachtungsfehler nicht zu Null abbauen und die Beobachterdynamik das Störverhalten des Kreises beeinflußt.

4.4 DER ZUSTANDSREGLERENTWURF IM FREQUENZBEREICH *)

Die Vorgänge bei der Zustandsregelung mit Hilfe des Einheitsbeobachters sind im Zeitbereich recht anschaulich. Der Einheitsbeobachter von der Ordnung n beinhaltet aber durch seine Konzeption immer eine gewisse Redundanz, da zur Regelung einer Strecke n -ter Ordnung mit m Meßgrößen ein Beobachter von höchstens $(n-m)$ ter Ordnung ausreicht. Die Berechnung eines reduzierten Beobachters gemeinsam mit der auszulegenden Regelung ist im Zeitbereich von der verminderten Übersichtlichkeit abgesehen relativ aufwendig. In / 33 / wurden Verfahren zum Reglerentwurf im Frequenzbereich vorgeschlagen, die sich wesentlich einfacher handhaben lassen und deren Ergebnisse unmittelbar auf eine Reglerrealisierung führen.

Den Zustandsregler in Bild 4.4, bestehend aus dem Beobachter für ein lineares Funktional und der Zustandsrückführung, kann man auch auffassen als eine Parallelschaltung von m linearen Systemen mit den m Meßgrößen aus $\underline{y}$ am Eingang sowie einem weiteren System mit der eingangsseitigen Stellgröße u . Bezeichnet man die zugehörigen Übertragungsfunktionen mit $F_{Ry}(s)$ und $F_{Ru}(s)$, wobei in dem Zeilenvektor

$$\underline{F}_{Ry}(s) = \left[F_{Ry1}(s), \dots, F_{Rym}(s) \right] \quad (4.17)$$

die Meßübertragungsfunktionen zusammengefaßt sind, so ist Bild 4.5 ein äquivalentes Blockschaltbild zu Bild 4.4.

*) Unter Frequenzbereich soll hier in diesem Zusammenhang vereinfacht der Bildbereich der LAPLACE-Transformation verstanden werden.

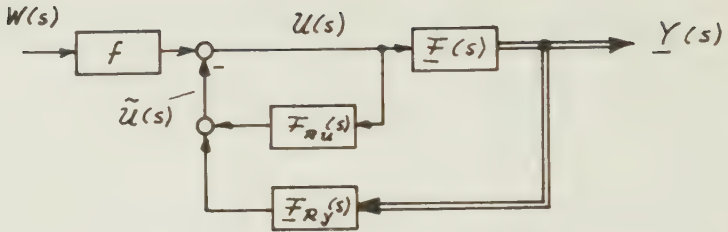


Bild 4.5: Regleranordnung im Frequenzbereich

$\underline{F}(s)$ enthält in einem Spaltenvektor die Streckenübertragungsfunktionen bzw. deren Zerlegung in Zähler und gemeinsamen Nenner zwischen den m Meßgrößen und der Stellgröße u .

$$\underline{F}(s) = \begin{bmatrix} F_1(s) \\ \vdots \\ F_m(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_1(s) \\ \vdots \\ Z_2(s) \end{bmatrix} \cdot N^{-1}(s) = \underline{Z}(s) \cdot N^{-1}(s) \quad (4.18)$$

Damit ist

$$\tilde{U}(s) = \underline{F}_{Ru}(s) \cdot U(s) + \underline{F}_{Ry}(s) \cdot Y(s) \quad .$$

Aus den Überlegungen im Zeitbereich wird mit Gleichung (4.15) und (4.16)

$$U(s) = -(\underline{e}^T \cdot \underline{Z}_B(s) + \underline{g}^T \cdot Y(s)) + f \cdot W(s) \quad . \quad (4.19)$$

$Z(s)$ läßt sich durch die Beobachtergleichung (4.12) ausdrücken, womit sich die Stellgröße $U(s)$ ergibt zu

$$U(s) = -[\underline{e}^T \cdot (s\underline{I} - \underline{F})^{-1} \cdot \underline{b} \cdot U(s) + (\underline{e}^T \cdot (s\underline{I} - \underline{F})^{-1} \cdot \underline{d} + \underline{g}^T) \cdot Y(s)] + f \cdot W(s) \quad (4.20)$$

Die Übertragungsfunktionen der Rückführzweige enthalten demnach alle das charakteristische Polynom des Beobachters (4.12) als Nenner, das mit

$$\Delta(s) = \det (s\underline{I} - \underline{F}) \quad (4.21)$$

bezeichnet werden soll.

Somit ergibt sich ein Blockschaltbild, in dem alle Übertragungsfunktionen in Zähler und gemeinsame Nenner zerlegt erscheinen (Bild 4.6).

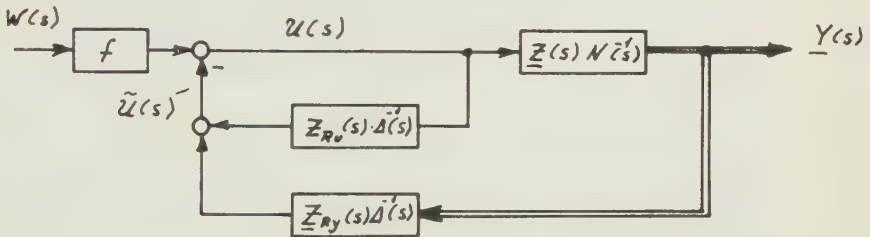


Bild 4.6: Regelkreis im Frequenzbereich

Berechnet man daraus das Übertragungsverhalten des Kreises, so erhält man die Beziehung

$$\begin{aligned} Y(s) &= \underline{Z}(s) \left\{ \underline{N}(s) + [\underline{Z}_{Ru}(s) \cdot \underline{N}(s) + \underline{Z}_{Ry}(s) \cdot \underline{Z}(s)] \cdot \underline{\Delta}^{-1}(s) \right\}^{-1} \cdot f \cdot W(s) \\ &= \underline{Z}(s) \cdot \tilde{N}^{-1}(s) \cdot f \cdot W(s), \end{aligned} \quad (4.22)$$

wobei $\tilde{N}$ den Nenner der Führungsübertragungsfunktionen darstellt.

Wie bereits angedeutet, bleiben also hier die Zählerübertragungsfunktionen des geschlossenen Kreises erhalten.

Aus Gleichung (4.20) ergibt sich der Zusammenhang

$$\underbrace{[\underline{Z}_{Ru}(s) + \underline{\Delta}(s)] \cdot \underline{N}(s) + \underline{Z}_{Ry}(s) \cdot \underline{Z}(s)}_{N_R(s)} = \underline{\Delta}(s) \cdot \tilde{N}(s) \quad (4.23)$$

Der Ausdruck $N_R(s)$ hat auch eine anschauliche Bedeutung. Wenn man die innere Schleife in Bild 4.6 auflöst, erhält man im Vorwärtszweig des Regelkreises den Ausdruck $\underline{\Delta}(s)/N_R(s)$ (Bild 4.7).

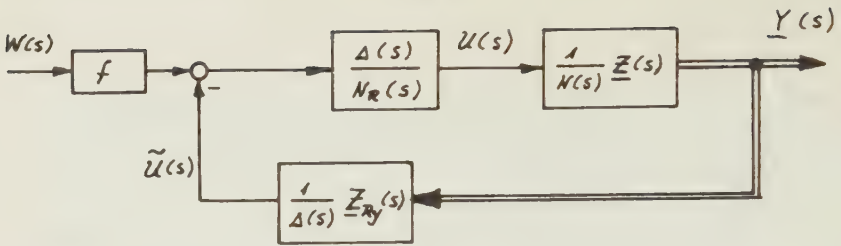


Bild 4.7: Regelkreis im Frequenzbereich

Man erkennt hieran deutlich, daß das charakteristische Polynom des geschlossenen Kreises durch (4.23) gegeben ist. In der Führungsübertragungsfunktion jedoch taucht nur $\tilde{N}(s)$ als Nenner auf, da sich dort das Beobachterpolynom $\Delta(s)$ als gemeinsamer Teiler heraushebt.

4.5 ZUSTANDSREGLER MIT STÖRBEOBSACHTER

In diesem Abschnitt sollen kurz die Möglichkeiten der Zustandsregelung bei der Ausregelung von Störungen behandelt werden. Es wird sich dabei zeigen, daß der Einfluß auf eine Meßgröße durch eine nicht meßbare Störung, die an beliebiger Stelle im Regelkreis angreift, unter bestimmten Voraussetzungen vollständig abgebaut werden kann.

Eine Störung denkt man sich dabei entstanden durch die Lösung einer homogenen Differentialgleichung, deren Anfangsbedingungen in regelloser Folge neu gesetzt werden. Im Frequenzbereich ist die Störung $R(s)$ dann gegeben durch den Ausdruck

$$R(s) = \frac{R_0(s)}{N_{st}(s)} \quad (4.24)$$

$N_{st}(s)$ charakterisiert die Form der Störung, $R_0(s)$ ist ein Polynom in s , dessen Koeffizienten aus den Anfangsbedingungen der Störung zusammengesetzt sind. Für eine sprungförmige Störung ist beispielsweise $N_{st}(s) = s$. Es soll hier direkt das Verfahren im Frequenzbereich beschrieben werden, die Untersuchungen im Zeitbereich sind wiederum entsprechend aufwendig /32,33/. Bei der Regelung mit einer einzigen Stellgröße ist lediglich zu erwarten, daß sich nur eine Meßgröße völlig von der Störung befreien läßt. Das Blockschaltbild für das Störverhalten zeigt Bild 4.8 für eine angreifende Störung $R(s)$, die im allgemeinen alle Meßgrößen beeinflussen kann.

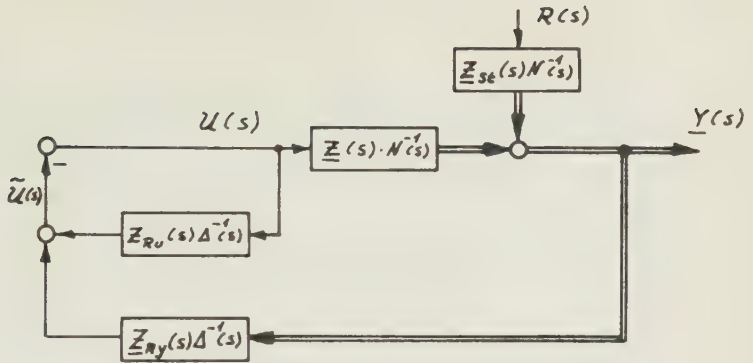


Bild 4.8: Regelkreis mit Störungen im Frequenzbereich

Für die Ausgangsgrößen $\underline{Y}(s)$ gilt die Beziehung

$$\underline{Y}(s) = \underline{Z}(s) \cdot \underline{N}^{-1}(s) \cdot \underline{U}(s) + \underline{Z}_{St}(s) \cdot \underline{N}^{-1}(s) \cdot \underline{R}(s) .$$

Es ist ferner

(4.25)

$$\begin{aligned} \underline{U}(s) &= -\underline{Z}_{Ry}(s) \cdot [\Delta(s) + \underline{Z}_{Ru}(s)]^{-1} \cdot \underline{Y}(s) \\ &= -\underline{Z}_{Ry}(s) \cdot \underline{Z}(s) \cdot \underline{N}^{-1}(s) \cdot [\Delta(s) + \underline{Z}_{Ru}(s)]^{-1} \cdot \underline{U}(s) \\ &\quad -\underline{Z}_{Ry}(s) \cdot \underline{Z}_{St}(s) \cdot \underline{N}^{-1}(s) \cdot [\Delta(s) + \underline{Z}_{Ru}(s)]^{-1} \cdot \underline{R}(s) . \end{aligned} \quad (4.26)$$

Man erhält für die Stellgröße

$$\underline{U}(s) = -\underline{Z}_{Ry}(s) \cdot \underline{Z}_{St}(s) \cdot \left\{ [\Delta(s) + \underline{Z}_{Ru}(s)] \cdot \underline{N}(s) + \underline{Z}_{Ry}(s) \cdot \underline{Z}(s) \right\}^{-1} \cdot \underline{R}(s) . \quad (4.27)$$

Die von der Störung zu befreiende Größe habe den Index j :

$$\underline{Y}_j(s) = \underline{Z}_j(s) \cdot \underline{N}^{-1}(s) \cdot \underline{U}(s) + \underline{Z}_{Stj}(s) \cdot \underline{N}^{-1}(s) \cdot \underline{R}(s) . \quad (4.28)$$

Setzt man darin die Beziehung (4.27) ein, so ergibt sich

$$\begin{aligned} \underline{Y}_j(s) &= \left\{ \underline{Z}_{Stj}(s) \cdot [\Delta(s) + \underline{Z}_{Ru}(s)] \cdot \underline{N}(s) + \underline{Z}_{Ry}(s) \cdot [\underline{Z}_{Stj}(s) \cdot \underline{Z}(s) - \underline{Z}_j(s) \cdot \underline{Z}_{St}(s)] \right\} \cdot \\ &\quad \cdot [\Delta(s) \cdot \tilde{\underline{N}}(s) \cdot \underline{N}(s)]^{-1} \cdot \frac{\underline{R}_0(s)}{\underline{N}_{St}(s)} . \end{aligned} \quad (4.29)$$

Die Idee der Störausregelung besteht nun darin, den Zähler von (4.29) so zu gestalten, daß er das Störmodell $N_{St}(s)$ als Teiler besitzt. Dann wird das geregelte System bezüglich der Meßgröße Y_j nur noch durch $R_o(s)$ impulsförmig angeregt.

Dazu erhöht man die Ordnung des Beobachterpolynoms $\Delta(s)$ und der Zähler $Z_{Ry}(s)$ um die Ordnung des Störmodells. Ferner müssen die Bedingungen

$$\Delta(s) + Z_{Ru}(s) = N_R^*(s) = N_R(s) \cdot N_{St}(s) \quad (4.30)$$

und

$$Z_{Ry}(s) \cdot [Z_{Stj}(s) \cdot \underline{Z}(s) - Z_j(s) \cdot \underline{Z}_{St}(s)] = Z^*(s) \cdot N_{St}(s) \quad (4.31)$$

erfüllt sein.

Scheinbar wird durch (4.31) impliziert, daß sich genau dann das Störmodell N_{St} herauskürzt, wenn auch alle Elemente von Z_{Ry} das Störmodell enthalten. Dies ist jedoch nicht der Fall, da gemäß (4.23) im charakteristischen Polynom des geschlossenen Kreises $\Delta \cdot \tilde{N}$ dann ebenfalls das Störmodell vorhanden ist und daher ein Ausdruck N_{St} im Nenner von (4.29) verbleibt. Aus (4.28) wird deutlich, daß der Zähler der Strecke Z_j das Störmodell nicht enthalten darf, da sonst die Übertragung eines gegen die Störung wirkenden Stellsignals nicht mehr möglich ist.

Die Beziehung (4.31) läßt sich aber auch erfüllen, wenn Z_{Ryj} nicht mit dem Störmodell ausgestattet ist, da der Vektor

$$Z_{Stj}(s) \cdot \underline{Z}(s) - Z_j(s) \cdot \underline{Z}_{St}(s) = \begin{bmatrix} \vdots \\ 0 \\ \vdots \end{bmatrix} j \quad (4.32)$$

an j-ter Stelle eine Null enthält. Setzt man ferner voraus, daß auch das charakteristische Polynom des geschlossenen Kreises keinen Anteil N_{St} aufweist, was sich durch entsprechende Wahl von Δ und $\tilde{N}$ leicht erreichen läßt, so kürzt sich in (4.29) das Störpolynom heraus. Die Regelgröße Y_j wird damit asymptotisch von der Störung befreit:

$$Y_j(s) = [Z_{Stj}(s) \cdot N_R(s) + Z^*(s) \cdot N^{-1}(s)] [\Delta(s) \cdot \tilde{N}(s)]^{-1} \cdot R_o(s) \quad (4.33)$$

Z^* muß offenbar durch N teilbar sein, da eine Störung in dieser Form die Ordnung des Systems mit der charakteristischen Gleichung $\Delta \tilde{N}$ nicht erhöhen kann.

Es sei nochmals zusammengefaßt:

- Bei dieser Auslegung wird die Meßgröße Y_j (im allgemeinen die Regelgröße) von der Auswirkung einer Störung befreit, die an beliebiger Stelle in der Regelstrecke eingreift.
- Der Störbeobachter geht (wie der Beobachter für ein lineares Funktional der Zustandsgrößen) nicht in das Führungsverhalten des Kreises ein.
- Die Wahl eines "schnellen" Störbeobachters begünstigt den raschen Abbau von Störeintritten.
- Der Ausdruck $Z_{Ru} + \Delta$ sowie alle Elemente von Z_{Ry} , die nicht die Meßgröße Y_j als Eingang haben, müssen das Störmodell enthalten.
- Die Polynome Z_j , Δ und $\tilde{N}$ dürfen das Störmodell nicht enthalten.

4.6 VERFAHREN ZUR BERECHNUNG ANALOGER UND DIGITALER ZUSTANDSREGLER

Die Vorgehensweise bei der Reglerauslegung sei im folgenden zusammengefaßt und an einem Beispiel verdeutlicht, das erkennen läßt, wie ein hier entworfenes Rechenprogramm arbeitet. In vielen Fällen erweist sich bei nicht zu umfangreichen Systemen eine Berechnung von Hand bzw. mit einem Taschenrechner als möglich.

Die Entwurfsgleichung (4.23) lautet mit (4.30)

$$N_R'(s)N(s) + Z_{Ry}(s)Z(s) = \Delta(s) \cdot \tilde{N}(s)$$

mit der bekannten Strecke n -ter Ordnung für m Meßgrößen mit

$$N(s) = N_0 + N_1 s + \dots + N_{n-1} s^{n-1} + s^n,$$

$$\underline{Z}(s) = \begin{bmatrix} Z_1(s) \\ \vdots \\ Z_m(s) \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

$$= \begin{bmatrix} Z_{10} + Z_{11}s + Z_{12}s^2 + \dots + Z_{1n}s^n \\ \vdots \\ Z_{m0} + \dots + Z_{mn}s^n \end{bmatrix}$$

und dem vorgebbaren Nennerpolynom gleichen Grades

$$\tilde{N}(s) = \tilde{N}_0 + \tilde{N}_1 s + \dots + s^n \quad (4.35)$$

Der notwendige Grad des Beobachters n_B ist nach Berechnung des Beobachtbarkeitsindex ν (Gleichung (4.14)) anzusetzen in den Grenzen

$$\nu - 1 \leq n_B \leq n - m$$

Man kann auch auf die Ermittlung des Beobachtbarkeitsindex verzichten und unmittelbar den Beobachtergrad zu $n_B = n - m$ ansetzen. Dann wird sich bei der Berechnung anhand überzähliger Gleichungen eventuell herausstellen, daß eine Reduktion des Beobachters möglich ist.

Bezeichnet man den Grad des Störmodells mit n_{St} , so ist der Grad l des erweiterten Beobachters

$$l = n_B + n_{St} \quad (4.36 a)$$

Damit kann das Beobachterpolynom $\Delta(s)$ in der Form

$$\Delta(s) = \Delta_0 + \Delta_1 s + \dots + s^l \quad (4.36 b)$$

vorgegeben werden.

Zu berechnen sind die Koeffizienten des Reglerpolynoms der Ordnung l

$$N_R(s) = N_{R0} + N_{R1}s + \dots + N_{Rl}s^l \quad (4.37)$$

sowie die Zählerkoeffizienten der m Meßgrößenkanäle

$$\begin{aligned} Z_{Ry1}(s) &= Z_{Ry10} + Z_{Ry11}s + \dots + Z_{Ry1l} \cdot s^l, \\ &\vdots \\ Z_{Rym}(s) &= Z_{Rym0} + Z_{Rym1}s + \dots + Z_{Ryml} \cdot s^l. \end{aligned} \quad (4.38)$$

Die Multiplikation der Ausdrücke in Gleichung (4.23) liefert ein lineares Gleichungssystem für die gesuchten Parameter von Z_{Ry} und N_R , wenn man den Koeffizientenvergleich für jede Potenz von s ausführt.

Man erhält ein Gleichungssystem mit

$$\begin{aligned} (m+1)(l+1) &\text{ Unbekannten,} \\ n+1+l &\text{ Gleichungen und damit} \\ (l+1)m-n &\text{ Gleichungen, die durch Nebenbedingungen} \\ &\text{ zu erfüllen sind.} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Als Nebenbedingungen kommen in Betracht:

- N_R' muß das Störmodell enthalten.
- Die Zähler Z_{Ry} , die nicht die Regelgröße als Eingang haben, müssen das Störmodell enthalten.
- Eine sinnvolle Möglichkeit für eine weitere Parametervorgabe besteht z.B. darin, die Koeffizienten mit den höchsten Potenzen in Z_{Ry} zu Null vorzugeben, um den Durchgriff der Meßgrößen auf das Stellglied zu vermeiden und damit zu einer Glättung von Meßbrauschen beizutragen.

Denkbar ist auch eine Erhöhung der Beobachterordnung, um zusätzliche Filtercharakteristiken in den einzelnen Meßkanälen vorzugeben.

Das Gleichungssystem ist in Bild 4.9 dargestellt.

Nach der Lösung des Gleichungssystems ergibt sich der Zähler des Reglers für die Stellgröße nach (4.30) zu

$$Z_{Ru}(s) = N_R'(s) - \Delta(s) \quad (4.40)$$

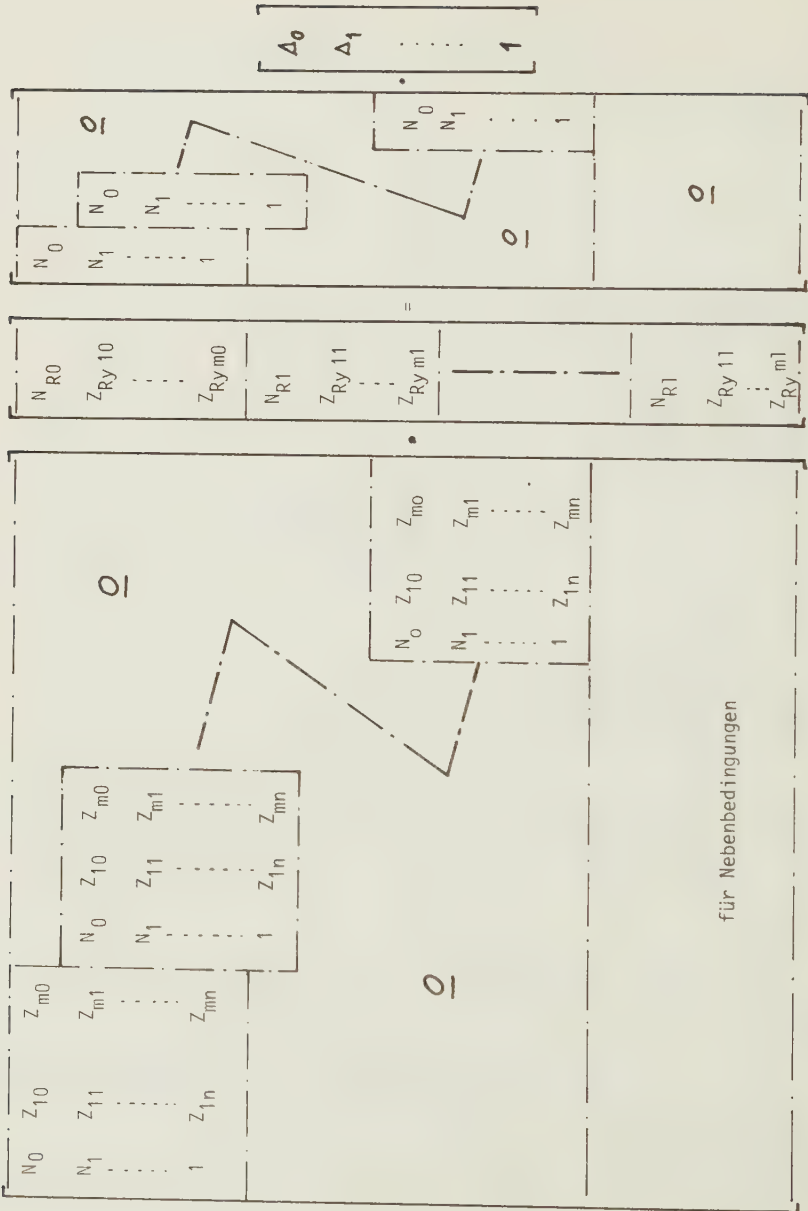


Bild 4.9: Gleichungssystem zur Reglerberechnung

Der Führungsgrößenfaktor f in (4.22) stellt sicher, daß im ungestörten Fall Regelgröße und Führungsgröße für $t \rightarrow \infty$ gleich sind. Er beträgt daher nach (4.22)

$$f = \frac{\tilde{N}_0}{Z_{j0}} \quad , \quad (4.41)$$

wenn Y_j die Regelgröße ist.

Das Vorgehen werde verdeutlicht am Beispiel einer Strecke 3. Ordnung mit 2 Meßgrößen und sprungförmigen Störungen.

Dann ist

$$\begin{aligned} n &= 3, & m &= 2 \\ n_B &= 1, & n_{St} &= 1, & l &= 2 \end{aligned}$$

Das Gleichungssystem hat demnach 9 Unbekannte mit 6 Gleichungen. Als Nebenbedingungen werden angesetzt:

$N_R'(s)$ enthält das Störmodell $N_{St}(s) = s$, d.h. $N_{R0} = 0$.

$Z_{Ry2}(s)$ muß das Störmodell enthalten, d.h. $Z_{Ry20} = 0$.

Der höchste Koeffizient von $Z_{Ry1}(s)$ verschwinde, d.h. $Z_{Ry12} = 0$.

Das Gleichungssystem hat damit folgende Gestalt:

$$\begin{bmatrix} N_0 & Z_{10} & Z_{20} & 0 & 0 & 0 \\ N_1 & Z_{11} & Z_{21} & N_0 & Z_{10} & Z_{20} \\ N_2 & Z_{12} & Z_{22} & N_1 & Z_{11} & Z_{21} \\ 1 & Z_{13} & Z_{23} & N_2 & Z_{12} & Z_{22} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & Z_{13} & Z_{23} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} N_{R0} \\ Z_{Ry10} \\ Z_{Ry20} \\ N_{R1} \\ Z_{Ry11} \\ Z_{Ry21} \\ N_{R2} \\ Z_{Ry12} \\ Z_{Ry22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{N}_0 & 0 \\ \tilde{N}_1 & \tilde{N}_0 \\ \tilde{N}_2 & \tilde{N}_1 \\ 1 & \tilde{N}_2 \\ 0 & \tilde{N}_1 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta_0 \\ \Delta_1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

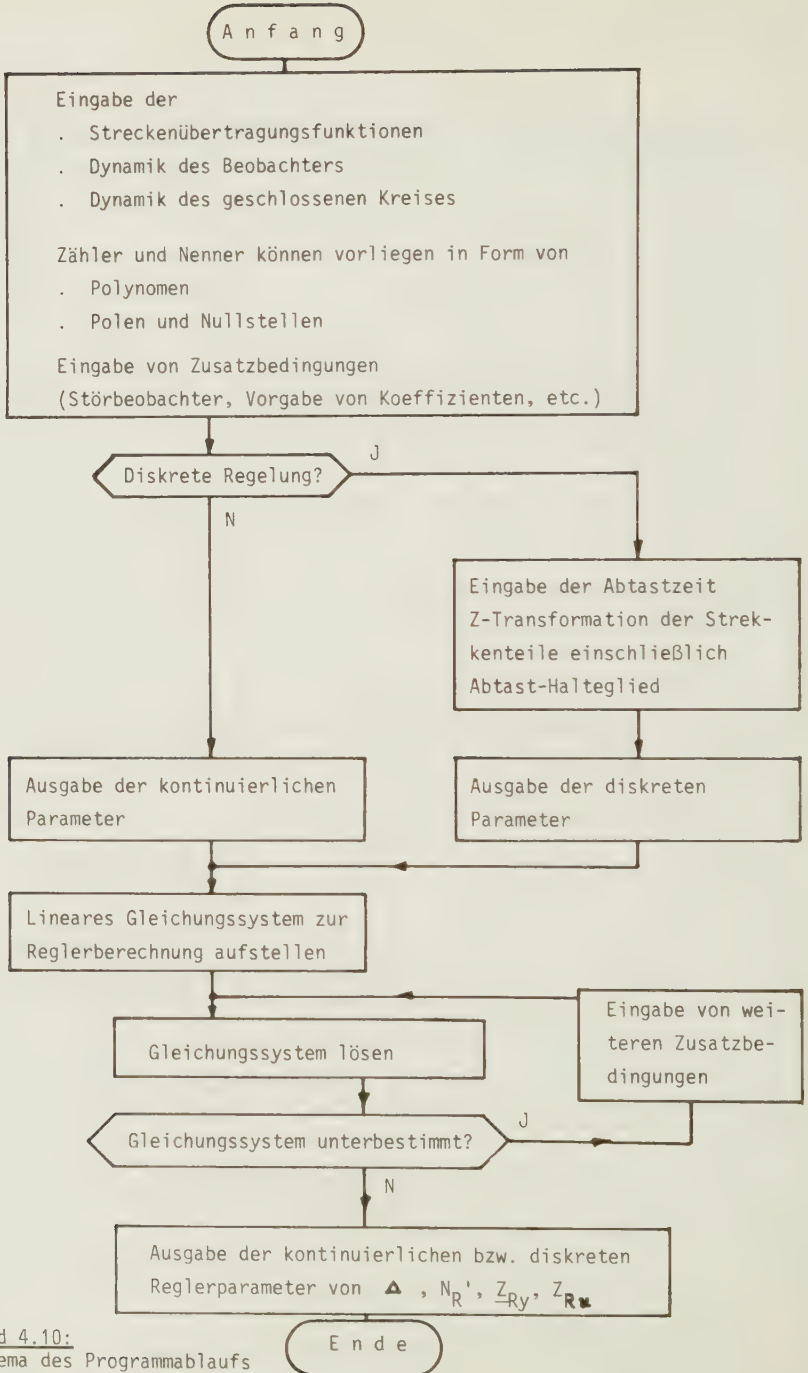


Bild 4.10:
Schema des Programmablaufs
zur Zustandsreglerberechnung

Für umfangreichere Systeme wurde ein leistungsfähiges Digitalrechenprogramm entwickelt, das die genannten Berechnungen ausführt. Dabei können für kontinuierliche Strecken sowohl kontinuierliche als auch diskrete Regler entworfen werden. Auf letztere wird kurz in Kap. 5.4 eingegangen. Bild 4.10 zeigt das Schema des Programmablaufs.

Bei der Realisierung der Regler hat sich die sogenannte Beobachternormalform als besonders zweckmäßig erwiesen/34/. Sie verwendet unmittelbar die Koeffizienten der Polynome von Beobachter Δ sowie der Zählerfunktionen Z_{Ru} und Z_{Ry} . Bild 4.11 zeigt dazu ein prinzipielles Anschaltbild für 1 Meßgröße und einen Beobachter 3. Ordnung.

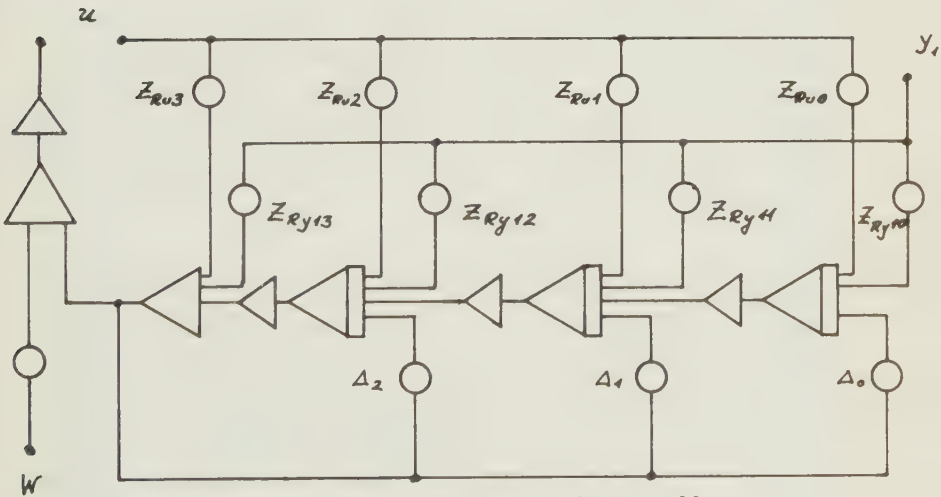


Bild 4.11: Analoge Reglerrealisierung in Beobachternormalform

Zustandsregler lassen sich in dieser Realisierung offenbar systematisch aus gleichartigen Bausteinen zusammensetzen.

5 DER EINSATZ DER ZUSTANDSREGLER IM ELEKTROHYDRAULISCHEN REGELKREIS

5.1 ALLGEMEINE GESICHTSPUNKTE

Aus den bisherigen Überlegungen geht hervor, daß der Zustandsregler in der dargestellten Form ein Regler für lineare Strecken ist. Es fragt sich, mit welchen Ergebnissen ein solcher Regler ein elektrohydraulisches Servosystem zu regeln vermag, das insbesondere durch die Ventilcharakteristik ein stark ausgeprägtes nichtlineares Verhalten aufweist.

Bei der Auslegung der Zustandsregler wird von der Theorie vorausgesetzt, daß die Regelstrecke vollständig bekannt ist und man damit auch die Ordnung des Systems angeben kann. Auch diese Voraussetzung ist hier wie bei den meisten realen Regelstrecken nicht gegeben. Aus vorliegenden Arbeiten /35,36/ kann allerdings geschlossen werden, daß es wie auch bei herkömmlichen Regelungskonzepten ausreicht, das Streckenverhalten für relativ langsame Regelungen durch einfache Modelle von entsprechend niedrigem Grad anzusetzen. Bei schnelleren Regelungen ist man jedoch gezwungen, die Modellbeschreibung zu verfeinern und weitere Verzögerungen in das Modell der Strecke mit aufzunehmen.

Auf Grund der Ventilnichtlinearität ist zu erwarten, daß die Beobachtung von Zustandsgrößen problematisch wird. Zwar wäre der Entwurf eines nichtlinearen Parallelmodells ähnlich wie beim Entwurf des Einheitsbeobachters (Kapitel 4.3) denkbar. Für solche nichtlinearen Beobachter lassen sich aber keine allgemeingültigen Aussagen insbesondere über die Stabilität angeben. Ein nichtlinearer Beobachter wurde hier nicht in Betracht gezogen.

5.2 DIE AUSWIRKUNGEN DER BEGRENZUNGEN AUF DIE REGELUNG

Im Abschnitt 3.4.3 wurde bereits auf die Begrenzungen eingegangen, die auf das Verhalten der elektrohydraulischen Regelstrecke Einfluß haben. Im Zusammenwirken von Strecke und Regler ergeben sich daraus Folgerungen, die beim Reglerentwurf zu beachten sind.

Die Zustandsregelung bietet bei genauer Kenntnis der Strecke theoretisch die Möglichkeit, die Pole dieser Strecke im geschlossenen Regelkreis beliebig festzulegen und damit die meistens erwünschte hohe Dynamik des Systems zu erzielen. Je schneller die Regelstrecke auf Änderungen der Stellgröße reagieren soll, desto größer werden aber auch die entsprechenden Stellamplituden. Da technische Stellglieder immer nur begrenzte Stellgrößen liefern, erhebt sich die Frage, in welcher Weise die Stellgliedbegrenzung in das Regelverhalten eingeht.

Sofern sich die Stellgröße bei einem Regelvorgang in der Begrenzung befindet, ist der Regelkreis praktisch aufgetrennt, da dann eine vom Regler geforderte Stellbewegung nicht mehr übertragen werden kann. Erst nach einer gewissen Übergangszeit, in der die Regelabweichung weit genug abgebaut worden ist, wird sich die Stellgröße von der Begrenzung lösen und der Regelkreis wieder linear arbeiten. Unter bestimmten Voraussetzungen muß sogar damit gerechnet werden, daß der Regelkreis danach nicht in einen Endwert einläuft, sondern es zu Schwingungserscheinungen und sogar zur Ausbildung von Grenzyklen kommt. Die Bedingungen für das Auftreten derartiger Phänomene sind bekannt, sie lassen sich näherungsweise aus Kenntnis des Linearteils des offenen Systems sowie der Beschreibungsfunktion des Begrenzers formulieren /37/. Solche Erscheinungen sind bei geregelten Systemen selbstverständlich zu vermeiden.

Vielfach wird man bei der Zustandsregelung nicht alle Zustandsgrößen messen können. In diesem Fall muß man einen Beobachter zur Bildung der fehlenden Größen verwenden. Im Abschnitt 4.3 zeigte sich, daß dazu dem Beobachter die Stellgröße u zuzuführen ist, die unmittelbar auch die Streckke beaufschlagt.

Die Beobachtung wird demnach verfälscht, wenn der Beobachter die unbegrenzte Stellgröße des Reglers mitgeteilt bekommt. Sobald das Stellglied in die Begrenzung geht, wird dem Beobachter ein zu hoher Betrag der Stellgröße vorgetäuscht. Es ergibt sich ein Beobachtungsfehler, der durch den Vergleich von gemessener und beobachteter Ausgangsgröße y bzw. $\hat{y}$ erst wieder gemäß der Beobachterdynamik vermindert wird.

Der Begrenzungseinfluß kann sich unangenehm bemerkbar machen, wenn der Beobachter ein Störmodell zur Ausregelung von Störungen im Regelkreis enthält. Wenn hier das Stellglied in die Begrenzung gerät, interpretiert der Beobachter die Ursache des Beobachtungsfehlers als Störung, der er durch erhöhte Stellgröße zu begegnen versucht. Damit verbleibt das Stellglied noch länger in der Begrenzung als im Normalfall. Die Folgen sind beim Führungsverhalten häufig ein deutlich ausgeprägtes Überschwingen über den erwünschten Endwert der Regelgröße. Diese Erscheinungen entsprechen dem Überschwingen bei Regelkreisen mit konventionellen Reglern, die mit einem Integralanteil versehen sind. Sofern nicht besondere Maßnahmen getroffen werden, füllt sich bei Begrenzung der Stellgröße der Speicher des Integralanteils durch die Regelabweichung weiter auf, was ebenfalls zu verspäteter Ablösung aus der Begrenzung führt.

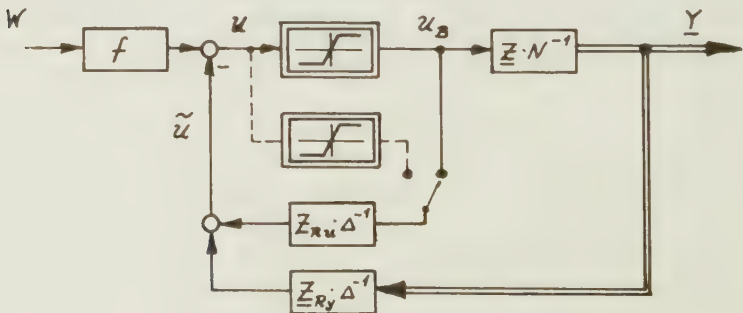


Bild 5.1: Stellgrößenabgriff im geschlossenen Regelkreis

Daher erscheint es sinnvoll, für die Zustandsregelung die begrenzte Stellgröße u_B , in den Regler zurückzuführen. Bild 5.1 zeigt diese Anordnung für die gemeinsame Realisierung von Beobachter und Regler im Frequenzbereich (vgl. Bild 4.6). Wenn man die Größe u_B , die in der Praxis häufig auf höherem Energieniveau als u liegt, nicht messen will oder kann, so läßt sich statt dieses Wertes auch eine entsprechende Größe $\bar{u}_B$ aus einem parallel anzuordnenden Modell gewinnen. Dies ist in Bild 5.1 gestrichelt dargestellt.

Der Einfluß des Stellgrößenabgriffs ist in /38/ im Zusammenhang mit Stellgrößenbegrenzungen für lineare Strecken untersucht worden, wobei die Vorteile der beschriebenen Anordnung deutlich zum Ausdruck kommen. Sie wurde bei diesen Untersuchungen direkt mit einbezogen.

Bei der elektrohydraulischen Regelstrecke entspricht der elektrische Leistungsverstärker zur Ansteuerung des Servoventils der bisher genannten Begrenzung. Im Gegensatz zu den bisherigen Betrachtungen erweist sich diese Strecke als ungleich schwieriger in der Behandlung, da dem elektrischen Leistungsverstärker das Servoventil als elektrisch-hydraulischer Leistungsverstärker nachgeschaltet ist. Letzteres besitzt, wenn man sein Zeitverhalten zunächst nicht in Betracht zieht, nach den bisherigen Ausführungen

- eine Kennlinie zwischen Eingang (Strom bzw. Stellung des Hauptsteuerkolbens Y) und Ausgang (Ventilvolumenstrom Q_V), die von einer weiteren Größe (dem Differenzdruck P) beeinflusst wird,
- eine Volumenstrombegrenzung gemäß Bild 3.19,
- gemeinsam mit dem Maximaldruckventil eine weitere, im Idealfall konstante Druckbegrenzung beim Bremsbetrieb (Q_V und P haben unterschiedliches Vorzeichen, Bild 3.16).

Im Sinne der bisherigen Überlegungen über Beobachter ist es offenbar sinnvoll, alternativ zur begrenzten Eingangsgröße Y des Servoventils auch den Volumenstrom Q_V , der als Stellgröße für den nachfolgenden Streckenteil dient, in den Regler zurückzuführen. Bild 5.2 verdeutlicht diese Anordnung.

(Um Verwechslungen mit dem Meßvektor $\underline{Y}$ zu vermeiden, wird die Stellung des Hauptsteuerkolbens Y im folgenden mit U_B , also der begrenzten Stellgröße gekennzeichnet).

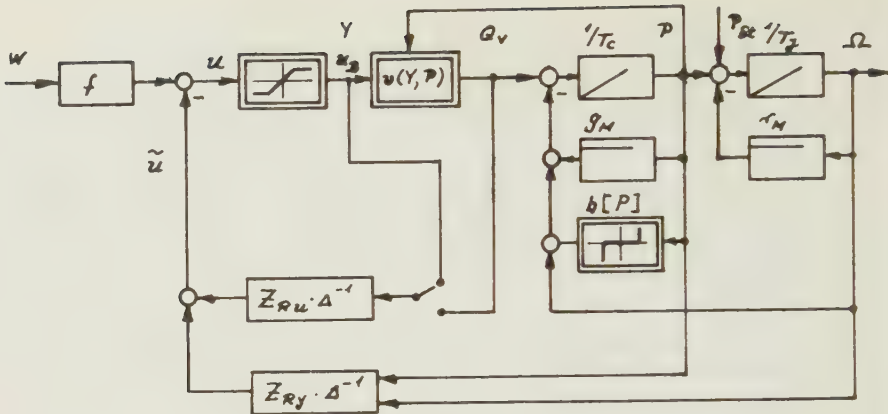


Bild 5.2: Regelkreisanordnung

Es soll im folgenden in einem Geschwindigkeitsregelkreis untersucht werden, welche Einflüsse die Ventilnichtlinearität sowie unterschiedliche Stellgrößenrückführungen auf das Regelverhalten mit Zustandsreglern haben.

Auf Grund der Begrenzung des Druckes wird zu erwarten sein, daß ein Störbeobachter aus der verminderten Winkelbeschleunigung, die sich durch die Druckbegrenzung ergibt, auf eine Störung schließen wird, die er ohne Erfolg mit erhöhtem Stellsignal zu bekämpfen versuchen wird.

Um den Unterschied zu verdeutlichen, der durch den Einfluß der Begrenzungen bzw. der nichtlinearen Ventilkennlinie entsteht, wird ferner ein linearisiertes Ventilmodell betrachtet, das im Stellbereich des Ventils eine vom Druck unabhängige Kennlinie gemäß Bild 5.3 aufweist.

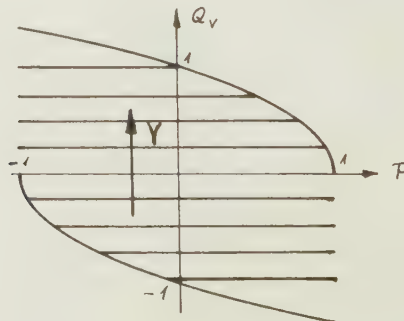


Bild 5.3:

Solche Kennlinien lassen sich durch elektrische oder hydraulische Rückführungen erzielen, setzen allerdings eine Volumenstrommessung voraus.

Um die verschiedenen Einflüsse sauber voneinander zu trennen und zunächst das Zeitverhalten des Ventils als ideal schnell ansehen zu können, wurden die Untersuchungen an einem Analogrechenmodell durchgeführt. Dabei sollte von dem ungünstigen Fall ausgegangen werden, daß die Regelstrecke im Nullpunkt völlig ungedämpft ist, die Reibungs- und Leckbeiwerte damit entfallen. Wie bereits erwähnt und wie sich auch zeigt, lassen sich die Regler für diesen Betriebspunkt auslegen, um auch in allen anderen Bereichen ein stabiles Regelverhalten zu erzielen.

Bei der Auslegung der Regelung wird man nach Möglichkeit einen "schnellen" geschlossenen Regelkreis erzielen wollen. Da mit höherer Dynamik besonders beim Führungsverhalten auch die Begrenzungen länger eingenommen werden müssen, ist zur Beurteilung des Kreisverhaltens im Gegensatz zur Identifizierung von Regelstrecken die Untersuchung mit harmonischen Signalen weniger geeignet. Als Testsignale verwendet man hier zweckmäßigerweise Sprungfunktionen, um insbesondere die Führungssprungantworten des Systems auf möglichst schnellen Anstieg und überschwingfreies Einlaufen in den Endwert zu untersuchen.

5.3 UNTERSUCHUNGEN AM GESCHLOSSENEN REGELKREIS

Die Regelstrecke hat im Nullpunkt $Y = 0$, $P = 0$, $\Omega = 0$ zwei Übertragungsfunktionen für das Kleinsignalverhalten gemäß Gleichung (3.29), die man in der Darstellung von (4.18) allgemein ansetzen kann zu

$$\begin{aligned} \underline{F}(s) &= \underline{Z}(s) \cdot \underline{N}^{-1}(s) \\ &= \begin{bmatrix} Z_{10} \\ Z_{20} + Z_{21} \cdot s \end{bmatrix} (N_0 + N_1 s + s^2)^{-1} \end{aligned} \quad (5.1)$$

mit der Beziehung zwischen den Meßgrößen $\frac{Y(s)}{U(s)}$ und der Stellgröße

$$\underline{Y}(s) = \begin{bmatrix} \underline{N}(s) \\ P(s) \end{bmatrix} = \underline{F}(s) \cdot U(s) \quad (5.2)$$

Regelgröße ist zunächst die Motordrehzahl Ω . Für den geschlossenen Kreis wird ein Nennerpolynom nach (4.35)

$$\tilde{N}(s) = \tilde{N}_0 + \tilde{N}_1 s + s^2 \quad (5.3)$$

vorgegeben. Dabei betrage die Eigenfrequenz für den Geschwindigkeitsregelkreis das c_{Ω} -fache der ungedämpften Systemeigenfrequenz

$$\tilde{\omega}_0 = c_{\Omega} \cdot \omega_0, \quad \tilde{N}_0 = \tilde{\omega}_0^2. \quad (5.4)$$

Die Dämpfung wird angesetzt mit

$$D = 0,75, \quad \text{d. h.} \quad \tilde{N}_1 = 2 \cdot D \cdot \tilde{\omega}_0. \quad (5.5)$$

Die Beobachterpolynome $\Delta(s)$ sind je nach Reglertyp unterschiedlich auszuwählen. Die Sprungantworten des Systems werden im folgenden über einer zwischen Hin- und Rücksprüngen der Eingangssignale (Führungsgröße W oder Störgröße P_{St}) reversierenden Zeitachse aufgetragen. Die Sprungantworten werden dann in Form geschlossener Kurven abgebildet, die die asymmetrischen Verläufe (vgl. Kapitel 3.4.1) besser erkennen lassen. Mit "NL" ist in den Darstellungen das Verhalten mit nichtlinearem Servoventil, mit "LS" dasjenige mit dem linearisierten Ventilmodell gekennzeichnet.

In den folgenden Abschnitten soll nun das Verhalten des elektrohydraulischen Systems mit Zustandsreglern an einigen typischen Beispielen erörtert werden.

5.3.1 Regelkreise ohne Beobachter

Den einfachsten Zustandsregler erhält man, wenn man die Meßgrößen für die Drehzahl und den Differenzdruck zurückführt; also ist kein Beobachter erforderlich. Ein Störmodell wird zunächst nicht verwendet; daher ist nach (4.30)

$$N_R'(s) = N_R(s).$$

Die Entwurfsgleichung (Bild 4.9) lautet dann:

$$\begin{bmatrix} \tilde{N}_0 & Z_{10} & Z_{20} \\ N_1 & 0 & Z_{21} \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} N_{R0} \\ Z_{Ry10} \\ Z_{Ry20} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_0 \\ N_1 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot 1 \quad (5.6)$$

Daraus ergeben sich die Reglerparameter

$$\begin{aligned} N_{R0} &= 1, \\ Z_{Ry10} &= \frac{\tilde{N}_0 - N_0}{Z_{10}} - \frac{Z_{20}}{Z_{10} \cdot Z_{21}} \cdot (\tilde{N}_1 - N_1), \\ Z_{Ry20} &= \frac{\tilde{N}_1 - N_1}{Z_{21}}. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Der Nenner $N_R(s)$ ist gemäß (4.30) in den Ausdruck $Z_{Ru}(s)$ umzurechnen:

$$Z_{Ru}(s) = N_R(s) \cdot \Delta(s). \quad (5.8)$$

Dabei ist $\Delta(s) = 1$, woraus folgt:

$$Z_{Ru0} = 0. \quad (5.9)$$

Der Führungsgrößenfaktor f beträgt gemäß (4.41)

$$f = \frac{\tilde{N}_0}{Z_{10}}. \quad (5.10)$$

Die Reglerübertragungsfunktionen sind demnach alle Proportionalglieder. Das typische Verhalten der Sprungantworten für Drehzahl Ω und Differenzdruck P des Regelkreises zeigt Bild 5.4.

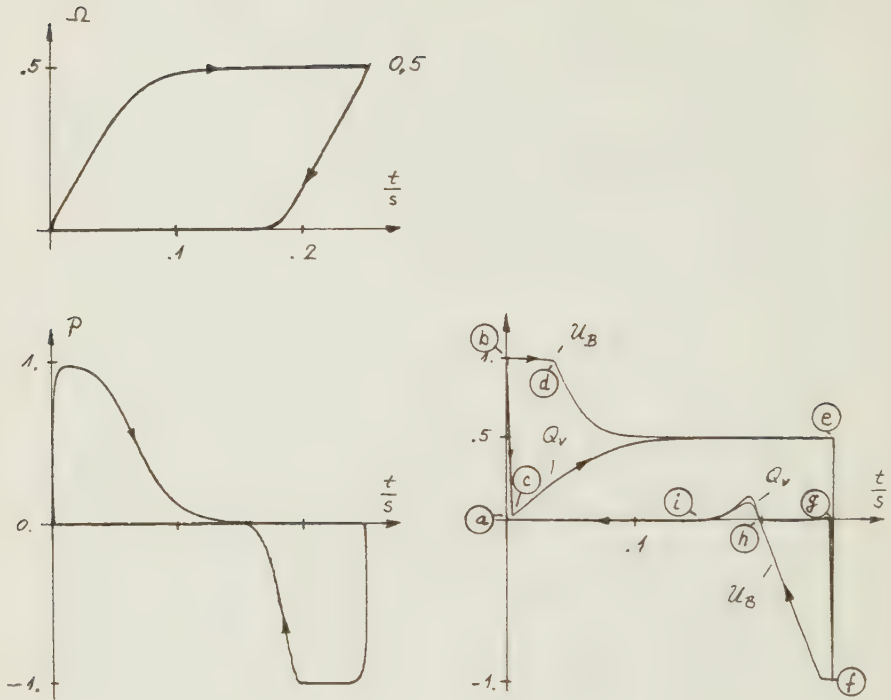


Bild 5.4: Sprungantworten des Regelkreises ohne Beobachter

Beim Beschleunigen und Verzögern geben die Kurven deutliche Unterschiede wieder.

Beschleunigung: Der Differenzdruck P erreicht sehr schnell seinen Maximalwert $P = 1$ und beschleunigt die Drehmasse. Der Volumenstrom vom Ventil zum Motor und damit die Motordrehzahl steigen an. Damit fällt langsam durch die Begrenzung in der Ventilkennlinie (Bild 3.19) der Druck und der Drehzahlanstieg wird abgeflacht. Mit dem Erreichen der Enddrehzahl fällt der Druck wieder auf Null ab. Der Hochlauf wird also wesentlich durch die Ventilkennlinienbegrenzung bestimmt.

Bremsen: Der Differenzdruck P fällt bis auf den Grenzwert $P=-1$, der durch das Maximaldruckventil vorgegeben ist, die Drehmasse wird konstant verzögert. Mit dem Erreichen des Stillstands steigt der Druck wieder auf Null.

Für die Bewegung der Stellgröße U_B und des Ventilvolumenstroms Q_V erkennt man folgende wichtige Zusammenhänge: Die Stellgröße U_B wird sofort in die Begrenzung gefahren, der Ventilvolumenstrom steigt nur kurz an, um die hydraulische Kapazität zu füllen. Anschließend fällt er sofort wieder ab und steigt dann langsam gemeinsam mit der Drehzahl auf den Endwert an. Beim Rücklauf wird wieder ein kurzzeitiger Volumenstrom des Ventils für den Druckaufbau benötigt, danach ist er praktisch Null, obwohl das Ventil geöffnet ist. Der Volumenstrom des Motors fließt dabei über das Maximaldruckventil ab. Die Stellgröße U_B löst sich von ihrer negativen Begrenzung und steigt noch kurz über Null hinaus an, um den Antrieb in den Stillstand zu versetzen.

Bild 5.5 zeigt die prinzipiellen Zusammenhänge nochmals in den Ventil-

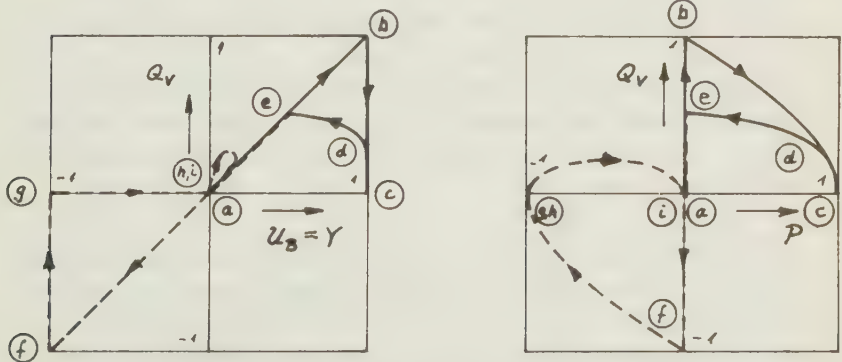


Bild 5.5: Beschleunigungs- und Bremsvorgang in den Ventilkennlinienfeldern

kennlinienfeldern. Durch die Kennzeichnung mit den Buchstaben a - i soll die Zuordnung der verschiedenen Bereiche verdeutlicht werden.

Insbesondere in der ersten Darstellung wie auch in Bild 3.4 erkennt man, daß die Stellgröße u_S fast immer größer als der Ventilverluststrom Q_V ist. Durch den Druckanstieg bzw. -abfall auf die Grenzwerte gerät man in den Betriebsbereich, in dem die Signalverstärkung von u_S nach Q_V verschwindet. Die Regelstrecke kann in diesem Zeit nicht vom Regler beeinflusst werden (vgl. auch Bild 3.3, 3.4).

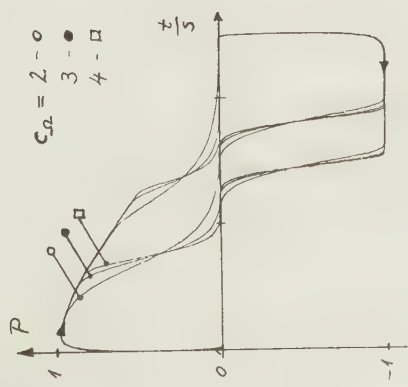
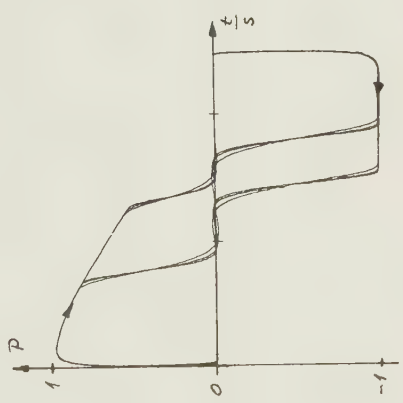
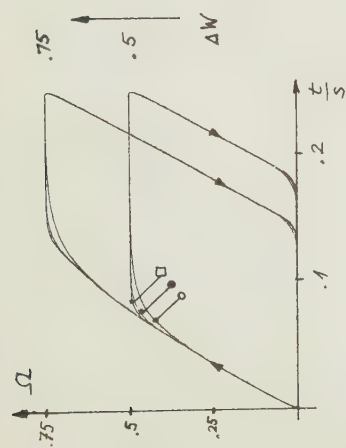
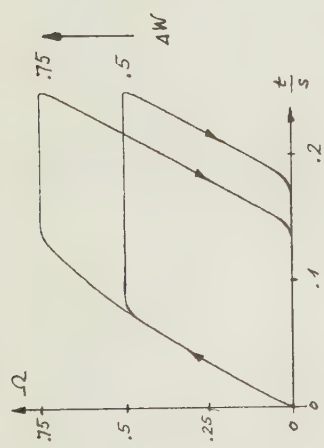
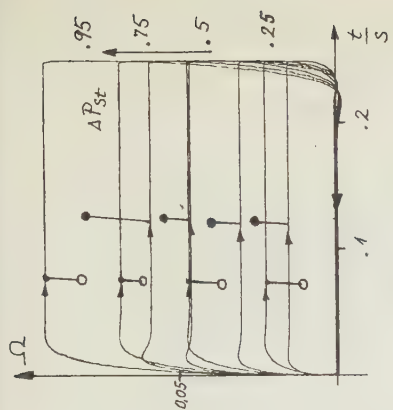
Da der Ventilverluststrom Q_V als Stellgröße für die nachfolgende Strecke aufgefaßt werden kann, dem Regler aber hier nur die Information über die Stellgröße u_S zur Verfügung steht, werden sich nach den Ausführungen von Abschnitt 3.2 bei der Verwendung von Zustandsreglern mit Beobachter die Beobachtungsfehler bemerkbar machen.

Bild 3.5 zeigt in einer Zusammenstellung weitere Eigenschaften dieser Regelanordnung. Im Führungsverhalten löst sich die Regelgröße mit wachsender Sprunghöhe immer früher vom Verlauf des schnellsten Anstiegs. Dies ist durch die verglichen mit der Auslegung im Nullpunkt höhere Dämpfung des Kreises bedingt. Der Verlauf aus der Bedienung in den Endwert vollendet sich mit der Dynamik des geschlossenen Kreises in diesem Bereich.

Wenn die Einstellung der Eigenfrequenz des geschlossenen Kreises von $\zeta_{opt} = 1$ auf 3 beim nichtlinearen Ventil noch eine Verbesserung des Übertragungsverhaltens bringt, ist beim linearisierten Fall hier praktisch schon das Optimum erreicht.

Im Störverhalten ergibt sich bei sprunghaftigen Veränderungen der Störgröße Q_{V0} eine wenn auch kleine bleibende Regelabweichung, die mit höherer Systembandenbreite gemindert wird. Bei den Untersuchungen zeigte sich im Störverhalten kaum ein Unterschied zwischen der Verwendung der nichtlinearen und der linearisierten Kennlinie des Ventils.

Bei Zustandsregler ohne Beobachter und ohne Störmodell entspricht die obige Frequenzangabe (Führung mit Lastdruckaufschaltung z.B. 3, 6, 12).



$c_{\Omega} = 2 - \circ$
 $3 - \bullet$

$c_{\Omega} = 2 - \circ$
 $3 - \bullet$
 $4 - \square$

Störverhalten (NL, LS)

Führungsverhalten (LS)

Führungsverhalten (NL)

Bild 5.6: Sprungantworten des Kreises ohne Beobachter

5.3.2 Regelkreise mit Beobachter

Es sollen nun Zustandsregler eingesetzt werden, die den Differenzdruck P nicht als Meßgröße benötigen, sondern diese Größe beobachten. Ein Störbeobachter wird nicht verwendet. Damit ist ein Beobachterpolynom 1. Ordnung anzusetzen (3.36)

$$\Delta(s) = \Delta_0 + s. \quad (5.11)$$

Die Entwurfsgleichung (Bild 4.9) lautet damit

$$\begin{bmatrix} N_0 & Z_{10} & 0 & 0 \\ N_1 & 0 & N_0 & Z_{10} \\ 1 & 0 & N_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} N_{R0} \\ Z_{Ry10} \\ N_{R1} \\ Z_{Ry11} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{N}_0 & 0 \\ \tilde{N}_1 & \tilde{N}_0 \\ 1 & \tilde{N}_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta_0 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (5.12)$$

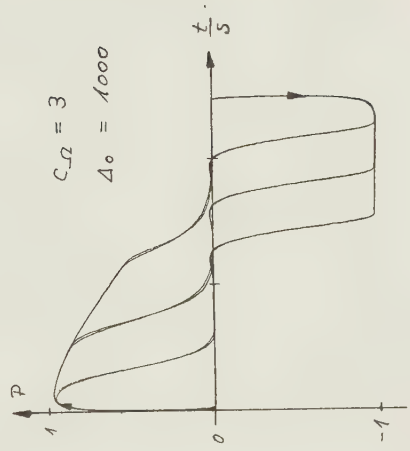
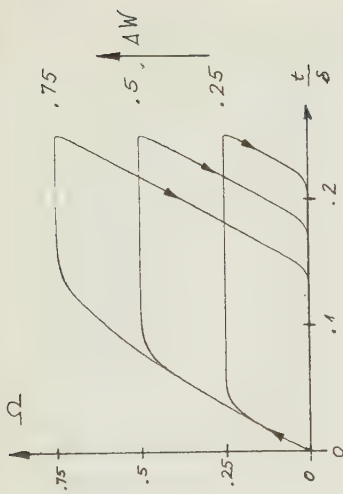
Daraus erhält man die Reglerparameter

$$\begin{aligned} N_{R0} &= \Delta_0 + \tilde{N}_1 - N_1, \\ N_{R1} &= 1, \\ Z_{Ry10} &= \frac{1}{Z_{10}} \left[\Delta_0 \cdot (\tilde{N}_0 - N_0) - N_0 \cdot (\tilde{N}_1 - N_1) \right], \\ Z_{Ry11} &= \frac{1}{Z_{10}} \left[\Delta_0 \cdot (\tilde{N}_1 - N_1) + (\tilde{N}_0 - N_0) - N_1 \cdot (\tilde{N}_1 - N_1) \right] \end{aligned}$$

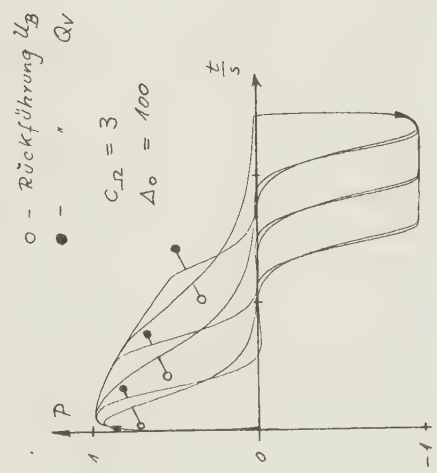
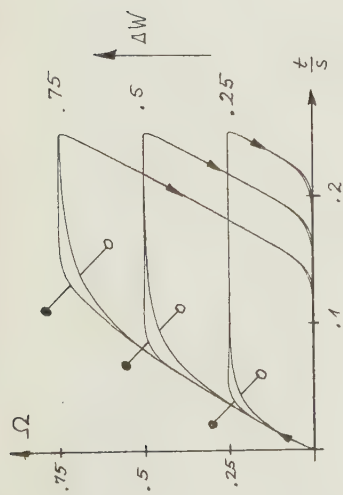
$$\text{sowie} \quad Z_{Ru0} = \tilde{N}_1 - N_1, \quad (5.13)$$

$$Z_{Ru1} = 0,$$

$$f = \frac{\tilde{N}_0}{Z_{10}}.$$



Führungsverhalten (NL)



Führungsverhalten (NL)

Bild 5.7: Sprungantworten des Kreises mit Beobachter

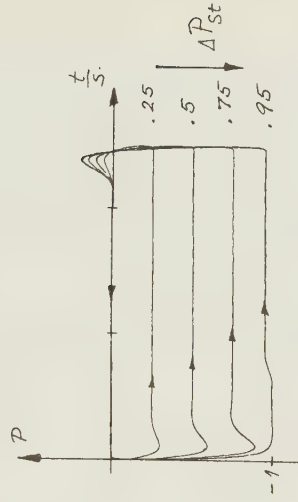
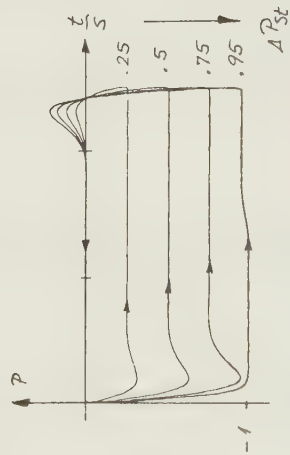
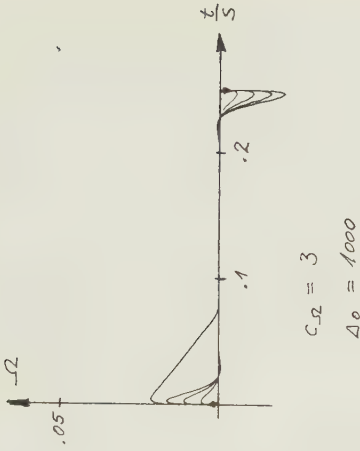
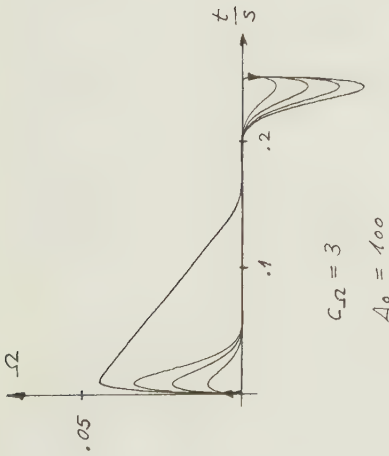
Die Reglerkanäle für Stellgröße U_B und Meßgröße u lassen sich damit in der in Bild 4.11 dargestellten Beobachternormalform realisieren.

Das Verhalten des geschlossenen Kreises soll auch hier an einigen ausgewählten Beispielen dargelegt werden.

Bild 5.7 zeigt die Führungssprungantworten. Verglichen mit dem Verhalten bei der Regelung ohne Beobachter läuft die Regelgröße langsamer in den Endwert ein, was besonders durch den sehr flachen Druckabfall deutlich wird. Hier kommt der bereits erwähnte starke Unterschied von Stellgröße U_B und Ventilvolumenstrom Q_V zum Tragen. Die dem Beobachter mitgeteilte Stellgröße U_B ist größer als die Eingangsgröße Q_V für den nachfolgenden Systemteil. Den Zeitbereichsüberlegungen für den Beobachter zufolge wird der Beobachtungswert zu hoch angesetzt. Dies bewirkt, daß sich der Kreis relativ früh aus seiner Begrenzung löst und entsprechend langsam in den Endwert einläuft. Verwendet man statt dessen für den Stelleingang die Größe Q_V , so wird bezüglich der Stellgröße der Beobachter richtig angesteuert und das Übergangsverhalten verbessert.

Erhöht man die Beobachterdynamik (hier um den Faktor 10), so läßt sich der Beobachtungsfehler erheblich schneller abbauen, und es ergibt sich ein Übergangsverhalten wie bei Verwendung eines Reglers ohne Beobachter.

Im Störverhalten (Bild 5.8) fällt auf, daß die bleibende Regelabweichung vollständig abgebaut wird, sich also das Verhalten im Vergleich mit dem Kreis ohne Beobachter verbessert hat. Eine solche Verbesserung kann man im allgemeinen dann erwarten, wenn sich die Auswirkung einer Störung auf die beobachtete Größe eher bemerkbar macht, als auf die gemessene Größe selbst. Hier bildet (vgl. Bild 5.2) der Beobachter einen Beobachtungswert für die Beschleunigung (Eingang des Integrators für die Drehmasse), auf die unmittelbar die Laststörung wirkt. Der gemessene Druck P dagegen erhält diese Information erst über einen weiteren Integrator (Speicherkapazität). Der Gesichtspunkt ist hier allerdings nicht so bedeutungsvoll, da der Druck durch die kleine Kapazitätszeitkonstante T_C sehr schnell auf Drehzahländerungen reagiert. Das ermittelte Störverhalten wird im Zusammenhang mit den Reglern wieder aufgegriffen, die ein Störmodell enthalten.



Störverhalten

Störverhalten

Bild 5.8: Sprungantworten des Kreises mit Beobachter

Aus der Theorie der Zustandsregelung ergab sich, daß die Beobachterdynamik nicht in das Führungsverhalten eingeht, wohl aber das Störverhalten beeinflusst. Das trifft für den hier vorliegenden nichtlinearen Fall im Führungsverhalten natürlich nur bedingt zu. Immerhin ergibt sich im Regelkreis, der Q_v als Stellgröße zurückführt, praktisch kein Unterschied im Führungsverhalten, wenn bei gleicher Polwahl im geschlossenen Kreis die Beobachterdynamik um den Faktor 10 erhöht wird (Bild 5.7).

Diese Möglichkeit, bei festem Führungsverhalten das Störverhalten eines Regelkreises durch die Wahl verschiedener Beobachter zu variieren, bieten herkömmliche Regler nicht. Die hier verwendete Struktur hat Ähnlichkeit mit der bei hydraulischen Servosystemen bisweilen eingesetzten Beschleunigungsrückführung.

5.3.3 Regelkreise mit Störbeobachter

Nach den Ausführungen in Abschnitt 4.5 läßt sich die Regelgröße im Regelkreis von der Auswirkung einer Störung befreien, die an beliebiger Stelle in der Strecke angreift. Dazu muß ein Modell der Störung bekannt sein, das über den Störbeobachter in den Zustandsregler integriert wird.

Im Fall sprungförmiger Störungen ist gemäß (4.24) das Störpolynom mit

$$N_{St}(s) = s \quad (5.14)$$

anzusetzen. Wenn sowohl Drehzahl als auch Differenzdruck gemessen werden, ist dazu ein Beobachter 1. Ordnung

$$\Delta(s) = \Delta_0 + s$$

erforderlich.

Die Entwurfsgleichung (Bild 4.9) hat dann die Form:

$$\begin{bmatrix} \overline{N_0} & \overline{Z_{10}} & \overline{Z_{20}} & 0 & 0 & 0 \\ N_1 & 0 & Z_{21} & \overline{N_0} & \overline{Z_{10}} & \overline{Z_{20}} \\ 1 & 0 & 0 & N_1 & 0 & Z_{21} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} N_{R0}' \\ Z_{Ry10} \\ Z_{Ry20} \\ N_{R1}' \\ Z_{Ry11} \\ Z_{Ry21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \widetilde{N_0} & 0 \\ \widetilde{N_1} & \widetilde{N_0} \\ 1 & \widetilde{N_1} \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta & 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Dabei sind nach Kapitel 4.6 die Nebenbedingungen eingesetzt:

1. $N_{R0}'(s)$ enthält das Störmodell, d. h. $N_{R0}' = 0$.

2. $Z_{Ry2}(s)$ enthält ebenfalls das Störmodell, d. h. $Z_{Ry20} = 0$.

Damit ergibt sich ein Satz von Reglerparametern zu

$$N_{R0}' = 0,$$

$$N_{R1}' = 1,$$

$$Z_{Ry10} = \frac{1}{Z_{10}} \cdot (\widetilde{N_0} \cdot \Delta_0),$$

$$Z_{Ry11} = \frac{1}{Z_{10} \cdot Z_{21}} \cdot \left\{ Z_{21} \cdot [\Delta_0 \cdot \widetilde{N_1} + \widetilde{N_0} - N_0] - Z_{20} \cdot [\widetilde{N_1} - N_1 + \Delta_0] \right\},$$

$$Z_{Ry20} = 0,$$

$$Z_{Ry21} = \frac{\Delta_0 + \widetilde{N_1} - N_1}{Z_{21}}$$

sowie $Z_{Ru0} = -\Delta_0,$

$$Z_{Ru1} = 0,$$

$$f = \frac{\widetilde{N_0}}{Z_{10}}.$$

(5.16)

Die Reglerübertragungsfunktionen können wieder in der in Bild 4.11 dargestellten Beobachternormalform realisiert werden.

In Bild 5.9 ist der Regler mit Störbeobachter für sprungförmige Störungen nochmal in allgemeiner Form dargestellt.

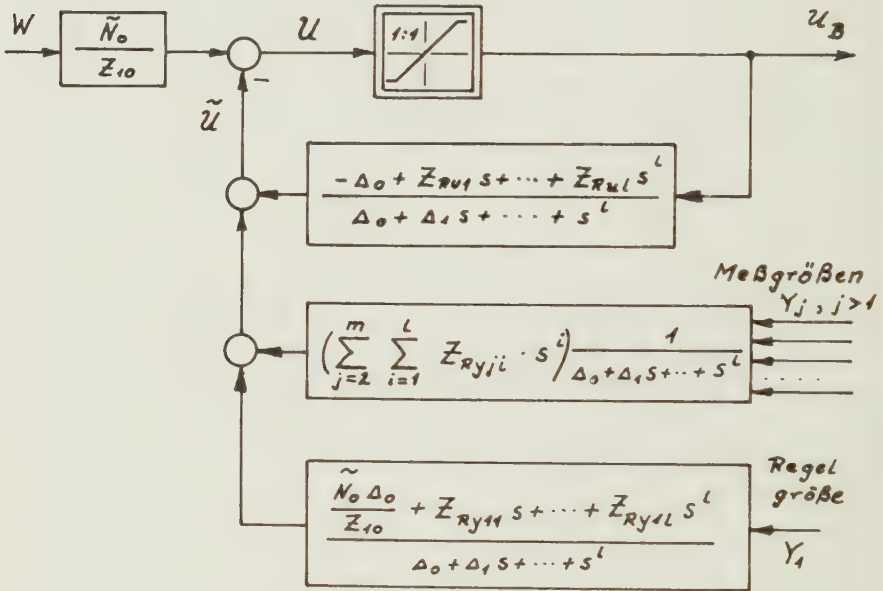


Bild 5.9: Zustandsregler mit Störbeobachter ($N_{St} = s$)

Man erkennt daraus folgende Eigenschaften:

1. Das Störmodell $N_{St} = s$ ist, wie man durch Auflösung der Schleife mit der Stellgrößenrückführung sieht, im Nenner N_R' des Vorwärtzweiges enthalten, was einem Integrationspol entspricht. Die Integration ist jedoch nicht mehr gegeben, wenn die Stellgröße U_B in der Begrenzung liegt.

Wenn die nachfolgende Strecke linear ist, werden demnach Störungen immer richtig beobachtet.

2. Sofern im stationären Fall die Begrenzung der Stellgröße nicht eingenommen wird, erzwingt dieser Integrationsanteil, daß dann wegen der Konfiguration der Parameter in f , Z_{Ru} und Z_{Ry} die Führungsgröße W und die Regelgröße Y_1 übereinstimmen.

Damit wird wie bei den klassischen Reglern mit I-Anteil sichergestellt, daß selbst dann keine bleibende Regelabweichung mehr auftritt, wenn die Streckenparameter gewissen Schwankungen unterliegen oder nur mit einer begrenzten Genauigkeit ermittelt wurden. Die Abweichungen dürfen allerdings nicht so groß sein, daß das Kreisverhalten dadurch stark verschlechtert oder der Kreis gar instabil wird.

Einige typische Sprungantworten der vorliegenden Regelstrecke bei Führungseingriff sind in Bild 5.10 ausgewählt.

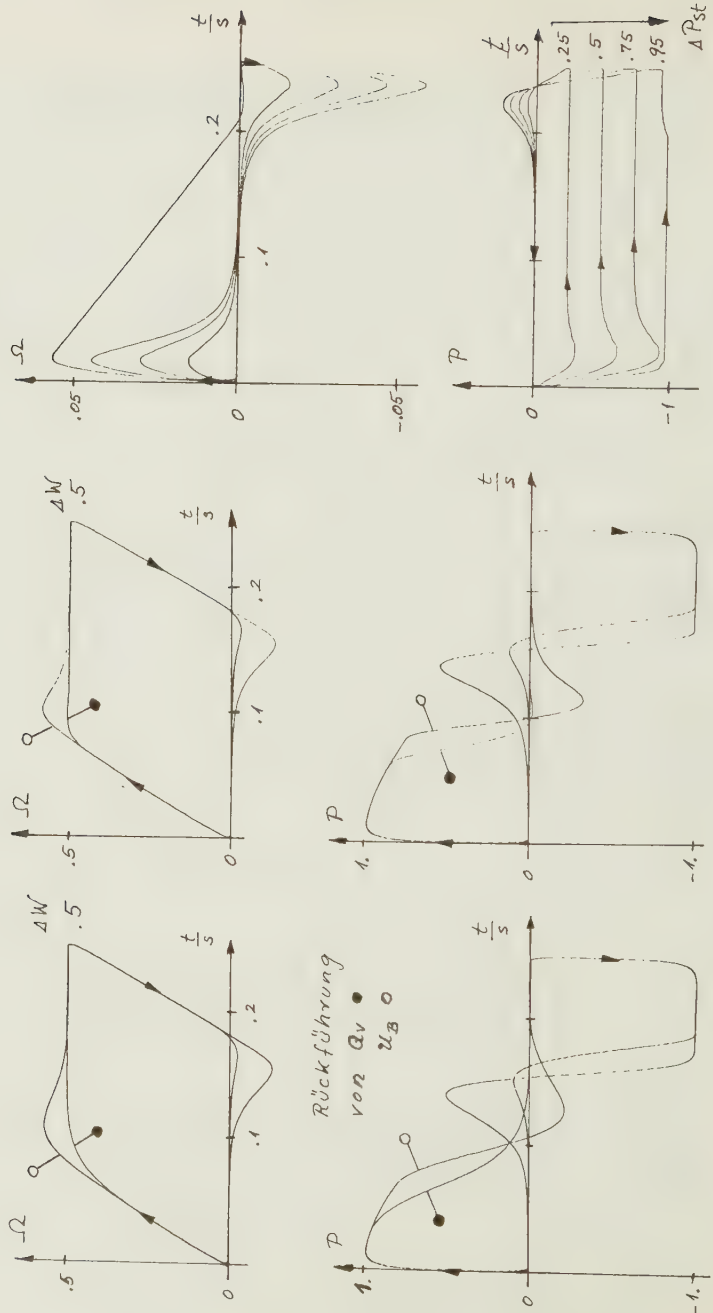
Sowohl bei Verwendung des nichtlinearen als auch des linearisierten Ventilmodells fällt das starke Überschwingen der Regelgröße u auf, wenn U_B als Stellgröße zurückgeführt wird. Dies ist nach den bisherigen Aussagen verständlich: Die Stellgröße U_B ist erheblich größer als der Ventiltvolumenstrom Q_v , der die nachfolgende Strecke beaufschlagt. Dem Beobachter wird dadurch eine Störung vorgetäuscht, der der Regler durch eine hohe Stellgröße U_B zu begegnen sucht.

Diese Stellgröße wird aber infolge des hohen Differenzdruckes nicht im Kreis wirksam (vgl. Kap. 5.3.1). Der Regler beläßt damit das Stellsignal viel zu lange in der Begrenzung, der Rücksprung in den Endzustand ist dann bei der Regelgröße mit starken Überschwingern behaftet, die im Führungsverhalten nicht toleriert werden können. Diese Erscheinung tritt nicht auf, wenn dem Regler als Stellsignal die Größe Q_v zugeführt wird.

Das Störverhalten entspricht praktisch den Ergebnissen bei der Verwendung des Reglers mit Beobachter ohne Störmodell (Kapitel 5.3.2) und ist hier nicht gesondert aufgeführt. Dieser Zusammenhang läßt sich wie folgt erklären:

Die Störübertragungsfunktion für den linearen Regelkreis ist durch (4.29) gegeben, die Regelgröße wird damit

$$Y_1(s) = \left[Z_{St1} \cdot N_R \cdot N + Z_{Ry} \cdot (Z_{St1} \cdot Z - Z_1 \cdot Z_{St}) \right] \cdot (\Delta \cdot \tilde{N} \cdot N)^{-1} \cdot R(s) \quad (5.17)$$



Störverhalten

Führungsverhalten (LS)

Führungsverhalten (NL)

Bild 5.10: Sprungantworten des Kreises, Regler mit Störbeobachter

Wertet man diese Beziehung für den Fall verschwindender Motorreibung und -leckage aus, so erhält man unabhängig von einem speziellen Regler:

$$Y_1(s) = - \frac{\frac{1}{J} \cdot s \cdot N_R(s) + Z_{Ry2}(s) \cdot \omega_0^2}{\Delta(s) \cdot \tilde{N}(s)} \cdot R(s) \quad (5.18)$$

Durch Einsetzen der allgemein berechneten Reglerkennwerte ergibt sich damit für den

Regler ohne Beobachter $Y_1(s) = - \frac{1}{J \cdot \tilde{N}(s)} \cdot \left[\tilde{N}_1 + s \right] \cdot R(s) ,$

Regler mit Beobachter $Y_1(s) = - \frac{1}{J \cdot \tilde{N}(s)} \cdot \left[\frac{(\tilde{N}_1 + \Delta_0 + s)s}{\Delta_0 + s} \right] \cdot R(s) ,$

Regler mit Störmodell $Y_1(s) = - \frac{1}{J \cdot \tilde{N}(s)} \cdot \left[\frac{(\tilde{N}_1 + \Delta_0 + s)s}{\Delta_0 + s} \right] \cdot R(s) .$

Das Störverhalten unter Verwendung der letzten beiden Regler ist damit identisch.

Dieses Ergebnis kann man allerdings nicht verallgemeinern. Es hängt zum einen mit dem Angriffsort der Störung zusammen. Bei eingangsseitiger Störung würde der Regler mit Beobachter ein schlechteres Störverhalten als der Regler mit Störmodell liefern. Zum anderen läßt sich auch nachweisen, daß beim Auftreten eines Leckleitwertes im Kreis nur noch der Regler mit Störmodell die Auswirkung einer sprungförmigen Laststörung auf die Regelgröße beseitigt.

Offenbar ist bei Laststörungen dieser Art das Regelverhalten im nichtlinearen und linearen System einander sehr ähnlich. Dies wird nicht mehr zu erwarten sein, wenn Störungen in einem Drehzahlbereich außerhalb des Ventilnullpunktes auftreten. Solche Fälle wurden hier nicht untersucht.

5.3.4 Regelkreise mit Ablösestruktur

Bei den bisherigen Untersuchungen wurde davon ausgegangen, daß der Differenzdruck im Kreis mit Hilfe eines Maximaldruckventils auf den Systemdruck begrenzt wird. Dabei wurde für das Maximaldruckventil ideales Verhalten, d. h. praktisch exakte Begrenzung und vernachlässigbare Eigendynamik vorausgesetzt. Diese Voraussetzungen treffen bei realen Ventilen selbstverständlich nicht zu /21/.

Es erhebt sich daher die Frage, ob das Servoventil selbst durch eine geeignete Regelung die Funktion der Differenzdruckbegrenzung übernehmen kann. Da in diesem Regelkreis nur das Servoventil als einziges Stellglied vorhanden ist, benötigt man demnach ein Regelungskonzept, bei dem abwechselnd verschiedene Regelkreise im Eingriff sind, um wie hier sowohl einen Drehzahl- als auch einen Druckregelkreis mit der erforderlichen Stellgröße zu versorgen.

In /39/ wird die Struktur derartiger Ablöseregelkreise unter Verwendung konventioneller Regler beschrieben. Der Einsatz von Zustandsreglern in ablösenden Regelkreisen ist in /38/ dargelegt, wobei dort zusätzlich das Verhalten von Zustandsreglern in Kaskadenstrukturen untersucht worden ist. Dabei hat sich gezeigt, daß mit beiden Verfahren ein vergleichbar gutes Regelverhalten erzielt werden kann.

Das Konzept der Regelung mit Ablösereglern besteht im wesentlichen darin, daß mehrere Regler für verschiedene Aufgaben gleichzeitig arbeiten. Eine geeignete Auswahl schaltung legt eine der Reglerausgangsgrößen an den Streckeneingang. Zur Begrenzung einer Zustandsgröße auf einen maximalen bzw. minimalen Wert werden für diese Größe zwei Führungsregelkreise entworfen. Über- oder unterschreitet die Stellgröße des Hauptregelkreises die Stellgröße des oberen bzw. unteren Begrenzungsreglers, so wird der Hauptregelkreis abgetrennt, und der betreffende Begrenzungsregler kommt zum Einsatz.

Führt man diese Anordnung für den elektrohydraulischen Regelkreis mit Zustandsreglern aus, so ergibt sich die in Bild 5.11 dargestellte Struktur.

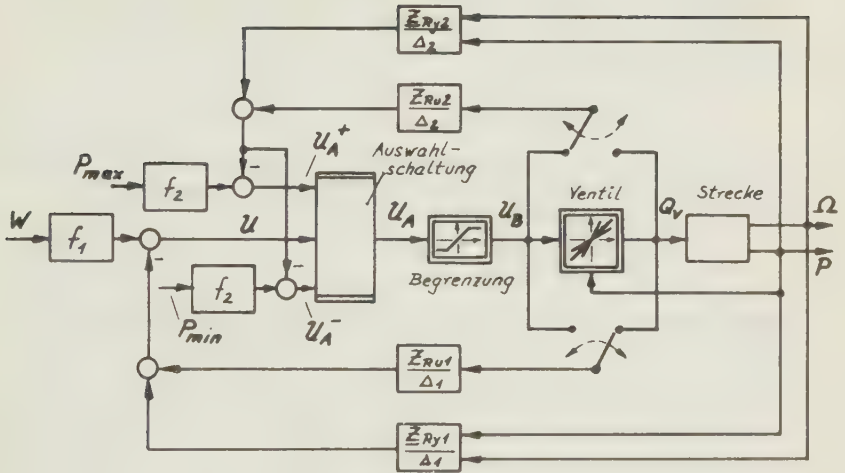


Bild 5.11: Zustandsregler mit ablösendem Druckregelkreis

Die Auswahlschaltung entspricht dabei einem variablen Begrenzer, dessen Begrenzungswerte durch die Stellgrößen U_A^+ und U_A^- eingestellt werden.

(Bild 5.12)

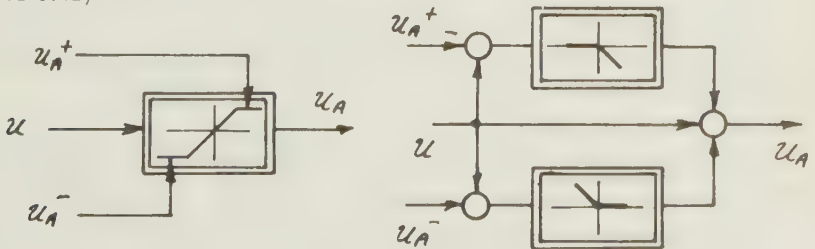


Bild 5.12: Auswahlschaltung

Die Auslegung des Drehzahlregelkreises geschieht wie in den vorangegangenen Kapiteln. Für den Druckregelkreis bleibt die linke Seite des Gleichungssystems für die Reglerberechnung erhalten. Für das Nennerpolynom des geschlossenen Kreises setzt man bei verschwindender Motorreibung und -leckage zweckmäßigerweise an

$$\tilde{N}(s) = s \cdot (s + \omega_p), \quad (5.19)$$

damit sich für die Übertragungsfunktion des Druckablösekreises ein System erster Ordnung mit der Eckfrequenz ω_p ergibt. Das Verhältnis

$$c_p = \frac{\omega_p}{1/T_c} \quad (5.20)$$

kennzeichnet in den folgenden Darstellungen die Dynamik dieses Druckregelkreises. Beide Zustandsgrößen s und P werden als meßbar vorausgesetzt.

Zunächst ist keiner der Regelkreise mit einem Störmodell ausgestattet. Einige Ergebnisse für diese Reglerkombination sind in Bild 5.13 zusammengefaßt. Zum Vergleich sind die entsprechenden Sprungantworten für das Modell mit herangezogen, in dem die Druckbegrenzung durch das ideale Maximaldruckventil vorgenommen wird. Man erkennt bei der ablösenden Regelung, daß bei vorhandener Ventilnichtlinearität der mögliche Maximaldruck nicht erreicht wird, während mit der linearisierten Ventilausführung der gewünschte Kurvenverlauf zu erzielen ist. Der Druckregelkreis löst insbesondere beim Beschleunigungsvorgang, bei dem eine Begrenzung nicht notwendig wäre, den Drehzahlregelkreis unnötig ab. Ursache dafür ist die Tatsache, daß die Signalverstärkung des Ventils mit zunehmendem Druck herabgesetzt wird. Dadurch entsteht im Druckregelkreis eine Regelabweichung, die durch ein zu niedriges Stellsignal bedingt ist. Durch die Auswahlhaltung wird hier deshalb der Druckregelkreis bei zu kleinen Drücken geschlossen.

Das Verhalten des nichtlinearen Systems läßt sich insgesamt verbessern, wenn man die Dynamik des Druckregelkreises erhöht, wie die zweite Darstellung von Bild 5.13 zeigt. Demgegenüber bringt, wie zu erwarten ist, die Erhöhung der Dynamik des Druckregelkreises bei Verwendung des linearisierten Ventils keine Verbesserung mehr.

Da der Druckregelkreis im nichtlinearen Fall die maximal erwünschten Werte

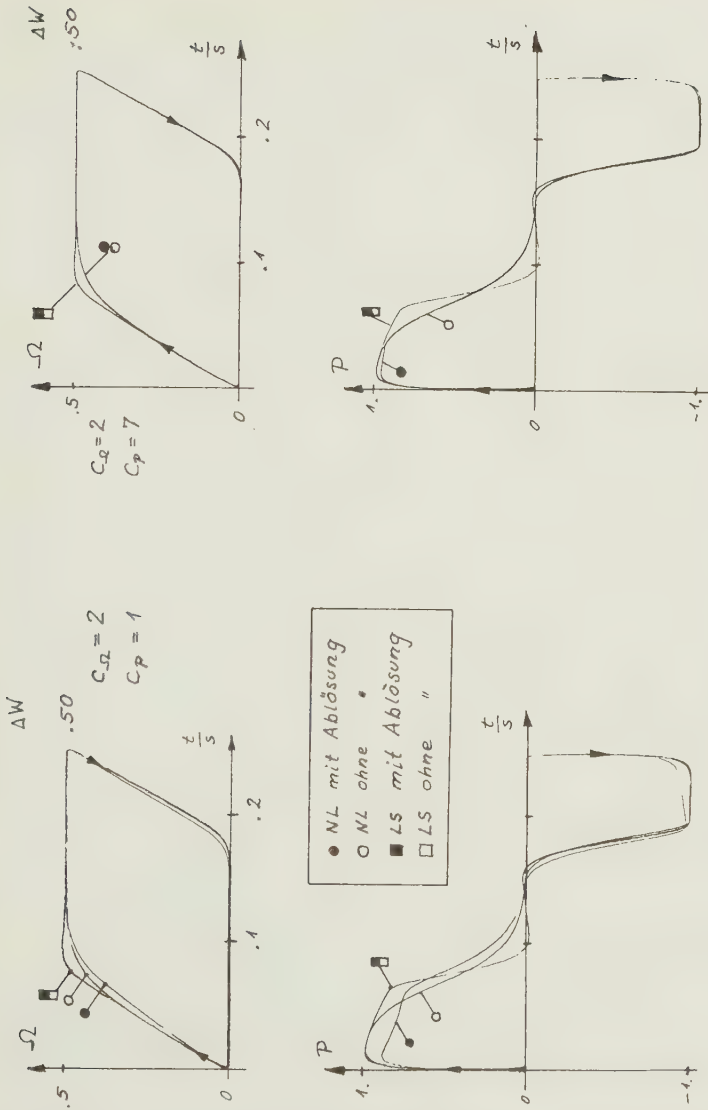


Bild 5.13: Sprungantworten des Kreises, Regler ohne Störbeobachter, mit Ablösung

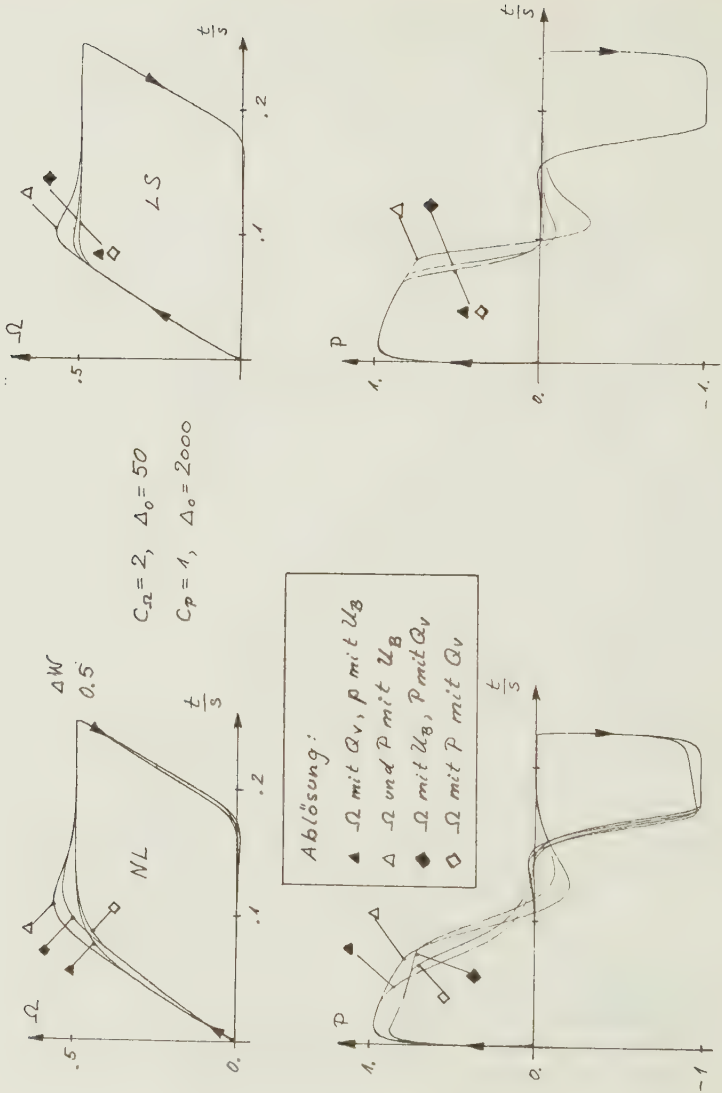


Bild 5.14: Sprungantworten des Kreises, Regler mit Störbeobachter, mit Ablösung

nicht ganz erreicht, wurde dieser Kreis mit einem schnellen Störbeobachter ausgestattet, der nach den Überlegungen von Kap. 5.3.3 die statische Genauigkeit sicherstellt. Diese Maßnahme führt zum Erfolg. Bild 5.14 zeigt dies in einer Darstellung für beide Ventile. Der Drehzahlregelkreis enthält dabei wieder einen Störbeobachter für sprungförmige Störungen. Wie im Abschnitt 5.3.3 ist es für den Drehzahlregelkreis mit Störmodell von Vorteil, wenn dem Regler die Größe Q_v als Stellgröße zugeführt wird. Für den Druckregelkreis dagegen erweist sich die Rückführung des begrenzten Stellsignals als sinnvoll, da der Integralanteil in den Druckregelkreis eingebracht wurde, um die Verstärkungsschwankungen des Stellventils auszugleichen. Dies kann nicht erreicht werden, wenn man anstelle von U_B die Größe Q_v in den Regler zurückführt.

Das Störverhalten der Ablöseregelkreise ist nicht gesondert dargestellt, da es dem Verhalten der Regelkreise ohne Ablösung gleicht.

5.4 BEMERKUNGEN ZUR ANWENDUNG DIGITALER ZUSTANDSREGLER

Es sollen zum Abschluß noch einige Gesichtspunkte zum Regelkonzept mit diskreten Zustandsreglern genannt werden.

Das beschriebene Entwurfsverfahren für Zustandsregler läßt sich prinzipiell auch für die Berechnung diskreter Zustandsregler verwenden. Solche Regler werden besonders dann von Vorteil sein, wenn hohe Reglerordnungen zu realisieren sind. Bei digitalen Reglern ist die Erhöhung der Reglerordnung kein Problem, sofern der entsprechende Regelalgorithmus einmal programmiert ist. Auch läßt sich die Eingabe der Reglerparameter automatisieren. Als Nachteil fällt allerdings bei wachsender Reglerordnung die Tatsache ins Gewicht, daß sich die Rechenzeiten für jeden Zyklus erhöhen, so daß man gegebenenfalls die Abtastzeit vergrößern muß.

Dieser Umstand ist bei der Regelung elektrohydraulischer Systeme besonders relevant, da hier die Dynamik der Regelstrecke relativ hoch ist. Eine quasikontinuierliche Regelung, die dann in Betracht kommt, wenn die Abtastfrequenz erheblich höher liegt als die Eigenfrequenzen bzw. Eckfrequenzen der Regelstrecke, ist für hydraulische Servosysteme zur Zeit allenfalls dann realisierbar, wenn ein Druckregelkreis etwa in Form des Ablösekreises von Kapitel 5.3.4 nicht mit in die Überlegungen einbezogen werden soll.

Die Abtastzeit läßt sich erheblich herabsetzen, wenn man mit Hilfe der Theorie der Abtastsysteme aus der kontinuierlichen Regelstrecke ein zeitdiskretes Modell entwickelt, das die erforderlichen Abtast-Halteglieder enthält /42/. Dann läßt sich das bisher verwendete Entwurfsverfahren unmittelbar zur Berechnung diskreter Zustandsregler verwenden /41/.

Dazu wurde hier, wie bereits erwähnt, das Berechnungsprogramm für Zustandsregler so ausgelegt, daß kontinuierliche Regelstrecken bei Verwendung digitaler Regler direkt in ein zeitdiskretes Modell umgewandelt werden und der Reglerentwurf im Z-Bereich stattfindet. Zur Erprobung dieses Entwurfs wurde ein Programm für einen zeitdiskreten Zustandsregler mit Ablösestruktur am Hybridrechner entworfen.

Bei der Regelung des Analogrechenmodells der elektrohydraulischen Regelstrecke mit diesem diskreten Zustandsregler erwies sich, daß das Führungsverhalten des Kreises den Ergebnissen mit der analogen Reglerrealisierung gleichkommt. Dagegen wurde das Störverhalten verschlechtert. Der Versuch, den Druckablöseregelkreis mit in die Regelung einzubeziehen, scheiterte an der relativ langen Abtastzeit, die mit dem vorliegenden Hybridrechen-system selbst bei Assemblerprogrammierung zu erzielen war.

Durch den Einsatz der mittlerweile verfügbaren schnellen Mikroprozessoren, die in paralleler Anordnung gleichzeitig das Reglerausgangssignal berechnen, dürften diese Zeitprobleme einer digitalen Reglerrealisierung mit Ablösung für ein derartiges elektrohydraulisches System mehr in den Hintergrund treten.

5.5 BEWERTUNG DER ERGEBNISSE

Die Untersuchungen zeigen, daß sich das Regelverhalten des Servosystems mit Zustandsreglern auch beim Auftreten von Verstärkungsänderungen und Begrenzungen im Stellglied recht anschaulich deuten und beeinflussen läßt. Durch die Vorgabe der Dynamik des geschlossenen Kreises und der Beobachter erhält man einen Spielraum bei der Reglerauslegung, der in vielen Fällen von Nutzen ist.

Als rückzuführende Stellgröße für den Zustandsregler wird man nach Möglichkeit den gegebenenfalls bereits begrenzten Wert auswählen, der den linearen Streckenteil unmittelbar beaufschlagt. In diesem Fall entstehen

keine Beobachtungsfehler. Anderenfalls muß bei der Beobachtung einer Zustandsgröße der Beobachtungsfehler erst abgebaut werden. Bei Verwendung eines Störmodells kann dabei ferner die Stellgröße zu lange in der Begrenzung verharren, was zum Überschwingen der Regelgröße über den gewünschten Wert führt. Wie am Beispiel des Ablösekreises gezeigt wurde, ist es unter bestimmten Umständen sinnvoll, Haupt- und Ablöseregler mit unterschiedlichen Stellgrößen zu versehen.

Als Bezugsmodell für das Übergangsverhalten, das auf Grund der verschiedenen Begrenzungen im günstigsten Fall überhaupt zu erzielen ist, dient dabei ein Kreis mit einem Ventil, das die druckabhängige Verstärkungsänderung bezüglich des Stellgrößeneingriffs nicht enthält. Von großem Vorteil erweist sich in vielen Fällen, daß durch die Begrenzung der Stellgrößenschleife ein Integralanteil im Regler nicht mehr wirksam ist, sobald das Stellglied an der Begrenzung anliegt.

Der Ventilvervolumenstrom Q_v , dessen Rückführung in den Regler sich mehrfach als günstig erwies, läßt sich normalerweise nicht messen, wohl aber aus Kenntnis des Druckes und der Ventilstellgröße mit Hilfe der heute preiswert verfügbaren Rechenbausteine näherungsweise nachbilden.

Das dynamische Verhalten des Servoventils kann man, wenn es in erster Näherung als linear angenommen wird, ohne Schwierigkeiten in den Reglerentwurf einbauen. Wie verschiedene Untersuchungen gezeigt haben, läßt sich der Drehzahlregelkreis damit gut beherrschen.

Bei Druckregelkreisen spielt die Dynamik der Servoventile eine entscheidende Rolle. Es wurde hier eine Möglichkeit aufgezeigt, wie mit Hilfe der Ablöseregulation eine Druckbegrenzung unter Verwendung von Zustandsreglern vorgenommen werden kann.

Weiteren Untersuchungen bleibt es vorbehalten zu ermitteln, wie sich die Dynamik des Servoventils auf die Ablöseregulation auswirkt.

6 ZUSAMMENFASSUNG

Das statische und dynamische Verhalten hydraulischer Servosysteme wird stark von der nichtlinearen Kennlinie des Servoventils bestimmt. Diese Arbeit befaßt sich mit dem Einsatz von linearen Zustandsreglern in einem elektrohydraulischen Regelkreis. Dazu wird das nichtlineare Differentialgleichungssystem der Regelstrecke aufgestellt und mit dem Verhalten einer Modellregelstrecke in Übereinstimmung gebracht. Bei der Untersuchung der Regelstrecke zeigt sich, daß durch die nichtlinearen Einflüsse typische Streckeneigenschaften auftreten, die bei der Reglerauslegung mit in die Betrachtungen einzubeziehen sind.

Es folgt eine kurze Darstellung über Zustandsregler und Beobachter. Während dabei für die Einsicht in die Regelvorgänge Überlegungen im Zeitbereich besonders tragfähig sind, bietet der Frequenzbereich Vorteile für einen übersichtlichen und systematischen Entwurf und die Realisierung der Regler. Dazu wurden Programme erstellt, die sowohl analoge als auch digitale Zustandsregler berechnen und realisieren.

Bei der Anwendung der Zustandsregelung in einem elektrohydraulischen Drehzahlregelkreis zeigt sich, daß das Regelverhalten bei Verwendung der üblichen Strukturen unter Umständen ungünstig ausfällt. Durch die Freiheitsgrade, die der Zustandsreglerentwurf bietet, sowie durch die Wahl geeigneter Rückführgrößen läßt sich das Regelverhalten jedoch gezielt verbessern. Abschließend wird auf die Begrenzung des Druckes eingegangen, die mit Hilfe eines Ablöseregelkreises möglich ist, wobei man auch hier bereits durch Vorüberlegungen eine günstige Struktur des Reglers bestimmen kann.

Die Untersuchungen zeigen, daß man selbst bei dieser stark nichtlinearen Strecke die lineare Zustandsregelung vorteilhaft anwenden kann, wenn man die Auswirkungen des für die nichtlinearen Streckeneigenschaften verantwortlichen Stellgliedes in geeigneter Weise berücksichtigt.

7 LITERATURVERZEICHNIS

- /1/ BLACKBURN, REETHOFF, SHEARER: "Fluid Power Control" Band 1-3,
Krausskopf-Verlag, Wiesbaden 1962.
- /2/ BACKÉ, W.: "Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen
in Ventilen und Regelkreisen",
Krausskopf-Verlag, Mainz 1974.
- /3/ GUILLON, M.: "Hydraulische Regelkreise und Servosteuerungen",
Carl Hanser Verlag, München 1968.
- /4/ MERRIT, H.E.: "Hydraulic Control Systems",
John Wiley & Sons, New York 1967.
- /5/ LÖCK, J.: "Einflußgrößen auf das Zeitverhalten elektrohydraulischer
Vorschubantriebe",
Dissertation, TH Aachen 1968.
- /6/ LAIKA, A.: "Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Vorschuban-
trieben für numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen mit Stellzylinder-
antrieben und Lageregelung",
Dissertation, TU München 1973.
- /7/ FELDMANN, D.G.: "Untersuchung des dynamischen Verhaltens hydraulischer
Antriebe",
Dissertation, TU Hannover 1971.
- /8/ COPPETTI, T.: "Die Gewinnung der Beschreibungsfunktion hydraulischer
Vorschubsysteme",
Dissertation, ETH Zürich 1975.
- /9/ HELDHUSER, S.: "Einfluß der Elastizität mechanischer Übertragungs-
elemente auf das dynamische Verhalten hydraulischer Servoantriebe",
Dissertation, TH Aachen 1977.
- /10/ HESSE, H.: "Untersuchung angenähert zeitoptimaler elektro-hydrauli-
scher Lageregelungssysteme",
Dissertation, TU Braunschweig 1972.
- /11/ FRICKE, H.J.: "Über das dynamische Verhalten von hydraulischen Ver-
stärkern",
Dissertation, TU Darmstadt 1968.

- /12/ FRIEDRICH, G.: "Eigenschaften elektrohydraulischer Vorschubantriebe im Bereich kleiner Drehzahlen",
Dissertation, TH Aachen 1965.
- /13/ KLIMKE, W.: "Fehleruntersuchungen an einem störkraftbelasteten Lageregelkreis",
Dissertation, Universität Dortmund 1974.
- /14/ BUSCHHAUS, H.: "Beitrag zur Analyse des Fehlerverhaltens eines lage-regelten Vorschubsystems für Werkzeugmaschinen",
Dissertation, Universität Dortmund, 1973.
- /15/ STAUFENBIEL, R.: "Dynamische Eigenschaften elektrohydraulischer Stellantriebe",
Dissertation, TH Aachen 1966.
- /16/ LIE, K.-I.: "Dynamisches Verhalten der Steuerkette Servoventil-Motor-Last",
Dissertation, TH Aachen 1977.
- /17/ GÖLLNER, E.: "Zum Verhalten des elektrohydraulischen Stellungsregelkreises mit analoger Signalverarbeitung",
o+p 18 (1974) 8, S. 627 - 633,
9, S. 694 - 698.
- /18/ LAIKA, A.: "Einfluß der Eingangsgrößen auf die dynamischen Kenngrößen elektrohydraulischer Servoventile",
o+p 18 (1974) 10, S. 761 - 767.
- /19/ SCHLÖSSER, W.J.M.: "Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren",
o+p 5 (1961) 4, S. 122 - 129.
- /20/ HAHMANN, W.: "Einfluß der hydraulischen Kapazität auf das dynamische Verhalten hydrostatischer Antriebe",
o+p 18 (1977) 10, S. 749 - 752.
- /21/ BRODOWSKI, W.: "Stabilitätsbedingungen direktwirkender Druckbegrenzungsventile",
2. Forschungsbericht des Instituts für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen, TH Aachen.
- /22/ OPPELT, W.: "Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge",
Verlag Chemie, Weinheim 1972.

- /23/ GÜLLNER, E.: "Dynamisches Verhalten von hydraulischen Stellungsregelungen mit komplexen Feder-Masse-Systemen",
o+p 21 (1977) 11, S. 789 - 794.
- /24/ DRAZDIL, M.: "Die Verwendung der Druckrückführung zur Dämpfung elektrohydraulischer Servoantriebe",
Industrie Anzeiger 35, 1972
- /25/ "Electro-Hydraulic Servomechanism EHS 160",
Feedback Instruments Limited, Crowborough, England.
- /26/ DORN, G.: "Untersuchung des nichtlinearen Verhaltens eines elektrohydraulischen Modellregelkreises",
Diplomarbeit am Institut für Regelungstechnik,
Universität Erlangen-Nürnberg 1976.
- /27/ RIEGER, E.: "Zur Synthese eines elektrohydraulischen Regelkreises",
Diplomarbeit am Institut für Regelungstechnik,
Universität Erlangen-Nürnberg 1977.
- /28/ PESTEL, E.: "Matrix Methods in Elastomechanics",
Mc Graw-Hill Book Company, New York.
- /29/ SCHLITT, H.: "Stochastische Vorgänge in linearen und nichtlinearen Regelkreisen",
Vieweg Verlag, Braunschweig 1968.
- /30/ FÜLLINGER, O.: "Regelungstechnik",
Hüthig Verlag, Heidelberg, Mainz, Basel 1978.
- /31/ SCHÖSSLER, H.W.: "Nachrichtenübertragung",
Skriptum des Lehrstuhls für Nachrichtentechnik,
Universität Erlangen-Nürnberg 1978.
- /32/ LUENBERGER, D.G.: "An Introduction to Observers",
IEEE Trans. Aut. Control, Vol. AC-16 (1971) S. 596 - 602.
- /33/ HIPPE, P. und WURMTHALER, Ch.: "Der Entwurf von Zustandsreglern im Frequenzbereich",
Regelungstechnik 24 (1976), S. 47 - 52.
- /34/ HIPPE, P.: "Der Entwurf von Zustandsreglern unter dem Gesichtspunkt minimaler Reglerempfindlichkeit",
Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg 1976.

- /35/ BECK, R.: "Zustandsregler an ungenau identifizierter Strecke",
Studienarbeit am Institut für Regelungstechnik,
Universität Erlangen-Nürnberg 1977.
- /36/ KIRCHNER, A.: "Zustandsregler an Strecken, deren Kenndaten mit
verschiedenen Identifikationsverfahren ermittelt wurden",
Diplomarbeit am Institut für Regelungstechnik,
Universität Erlangen-Nürnberg 1978.
- /37/ STARKERMANN, R.: "Die harmonische Linearisierung",
BI Verlag Band 470/470a, Mannheim 1970.
- /38/ WURMTHALER, CH.: "Ein Beitrag zum Entwurf von Zustandsreglern
und deren Einsatz unter praxisnahen Randbedingungen",
Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg 1979.
- /39/ GLATTFELDER, A.H.: "Regelungssysteme mit Begrenzungen",
Methoden der Regelungstechnik,
Oldenbourg Verlag, München, Wien 1974.
- /40/ BRONSTEIN, I.N. und SEMENDJAJEW, K.A.: "Taschenbuch der
Mathematik",
Verlag Harri Deutsch, Zürich, Frankfurt/M. 1965.
- /41/ LANGER, N.: "Entwurf von diskreten Zustandsreglern und ihre Rea-
lisierung auf einem Mikroprozeßrechner",
Diplomarbeit am Institut für Regelungstechnik,
Universität Erlangen-Nürnberg 1978.
- /42/ ACKERMANN; J.: "Abtastregelung",
Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1972.

A n h a n g

Ermittelte Zahlenwerte für die Parameter der Modellregelstrecke:

Bezugsdruck: $p_b = 64 \text{ bar}$

Bezugsvolumenstrom: $q_b = 13,4 \text{ l/min}$

Kapazitätszeitkonstante: $T_C = 1,298 \cdot 10^{-3} \text{ s}$

Trägheitszeitkonstante: $T_J = 0,2028 \text{ s}$

Leckleitwert: $g_M = 0,0286$

Reibungsbeiwert: $r_M = 0,370$

Zeitkonstante der Leitungs-
induktivität: $T_L = 0,624 \cdot 10^{-3} \text{ s}$

Leitungswiderstandsbeiwert: $r_L = 0,0264$



Lebenslauf

Persönliches:

Wolfgang Moritz, geboren am
13.3.1945 in Wangen/Allgäu
Eltern: Friedrich Wilhelm Moritz, kaufmännischer
Angestellter in Bremen, gefallen 1944
und Vera Moritz, geb. Baum
seit 1977 verheiratet mit Renate Moritz, geb. Jonas

Schulbesuch:

1951 - 1957 Volksschule in Bremen
1957 - 1964 Gymnasium am Barkhof in Bremen
17.2.1964 Reifeprüfung (mathem.-naturwissensch. Zweig)

Studium:

1964 - 1970 Studium des Maschinenbaus an der TU Hannover
17.11.1967 Diplom-Vorexamen
Studienarbeiten aus den Gebieten Hydrostatische
Antriebe und Mechanik
Diplomarbeit aus dem Gebiet Hydrostatische Antriebe
21.10.1970 Diplom-Hauptexamen

Studienbegleitende Tätigkeiten:

Praktika
1964 Firma Cordes & Sluiter, Bremen und
1968 Firma G.F. Gerds, Bremen
1967 - 1970 Wissenschaftliche Hilfskraft am Lehrstuhl für Maschi-
nenelemente- und Getriebetechnik der TU Hannover

Hochschultätigkeit:

16.11.1970 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl B für
- 30.6.1972 Mechanik der TU Hannover
seit 1.7.1972 Wissenschaftlicher Mitarbeiter und Wissenschaftlicher
Assistent am Institut für Regelungstechnik der
Universität Erlangen-Nürnberg

Copy-Center 2000

852 ERLANGEN · Obere Karlstr. 30
Tel. 09131-26197